

**ESTUDIO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO Y ECONÓMICO DE LOS SISTEMAS
DE TRIGENERACIÓN CON TURBINAS DE GAS, PARA EMPRESAS
INDUSTRIALES, TENIENDO EN CUENTA LA INFLUENCIA DE LOS
PARÁMETROS AMBIENTALES DE COLOMBIA. CASO DE ESTUDIO**

CAMILO ERNESTO FONTALVO CALVO

DIRECTOR: BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ, MSc. PhD
DIRECTOR: WILMAN OROZCO LOZANO, MSc.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA

BARRANQUILLA
FEBRERO DE 2015

ESTUDIO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO Y ECONÓMICO DE LOS SISTEMAS
DE TRIGENERACIÓN CON TURBINAS DE GAS, PARA EMPRESAS
INDUSTRIALES, TENIENDO EN CUENTA LA INFLUENCIA DE LOS
PARÁMETROS AMBIENTALES DE COLOMBIA. CASO DE ESTUDIO

CAMILO ERNESTO FONTALVO CALVO

TESIS PRESENTADA PARA OPTAR TITULO DE MAGISTER EN INGENIERIA
MECANICA

DIRECTOR: BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ, PhD, MSc.
DIRECTOR: WILMAN OROZCO LOZANO, MSc.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA

BARRANQUILLA
FEBRERO DE 2015

AGRADECIMIENTOS

A Dios Padre Universal, Hacedor, Sostenedor e Indicador de Destino.

A mi familia, por su paciencia y comprensión.

Especial reconocimiento y gratitud al Profesor Ing. Bienvenido Sarría López, PhD, MSc, ME, por su abnegación y buen criterio para llevar a feliz término esta disertación.

Al Profesor Ing. Wilman Orozco Lozano, MSc, ME, por su apoyo incondicional, confianza y disposición frente a los retos de la investigación.

A los miembros administrativos e ingenieros de la Empresa de Fabricación de Baterías, por su confianza, apoyo, paciencia y disposición.

A los ingenieros del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Autónoma del Caribe, quienes se han mostrado dispuestos y colaboradores en cada etapa de la elaboración de este documento.

A los Ingenieros Jennifer Villa, Jorge Pacheco, Jonathan Fábregas y Saúl Pérez, compañeros y amigos de nuestra Maestría.

Al Ingeniero Javier Carpintero, por su valiosa colaboración y apoyo en las situaciones difíciles.

“La supervivencia puede no depender de la posesión del conocimiento y de la sabiduría, el progreso sí necesita de ello”

El Libro de Urantia



DEDICATORIA

A mi familia y amigos...



CERTIFICACION

Barranquilla, Febrero de 2015

Ing. BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ e Ing. WILMAN OROZCO LOZANO, profesores adscritos a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Autónoma del Caribe, y directores del presente trabajo de investigación, certifican que la tesis de grado titulada **“ESTUDIO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO Y ECONÓMICO DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN CON TURBINAS DE GAS, PARA EMPRESAS INDUSTRIALES, TENIENDO EN CUENTA LA INFLUENCIA DE LOS PARÁMETROS AMBIENTALES DE COLOMBIA. CASO DE ESTUDIO”** realizada por **CAMILO FONTALVO CALVO**, bajo la dirección de los suscritos, ha cumplido con todas las disposiciones reglamentarias establecida para el efecto.

Ing. BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ, PhD, MSc
DIRECTOR

Ing. WILMAN OROZCO LOZANO, MSc
DIRECTOR

CERTIFICACION DE TRIBUNAL DE REVISION Y EVALUACION

Sometido a consideración del tribunal de revisión, sustentación y legalización por el Honorable Consejo Directivo, de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Autónoma del Caribe como requisito previo a la obtención del título de **MAGISTER EN INGENIERÍA MECÁNICA**.

TEMA

ESTUDIO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO Y ECONÓMICO DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN CON TURBINAS DE GAS, PARA EMPRESAS INDUSTRIALES, TENIENDO EN CUENTA LA INFLUENCIA DE LOS PARÁMETROS AMBIENTALES DE COLOMBIA. CASO DE ESTUDIO.

Notas de Aceptación

Jurado

Jurado

Contenido

LISTA DE TABLAS.....	11
RESUMEN	16
INTRODUCCION.	18
1. ESTADO DEL ARTE.....	25
1.1. Sistemas de gestión energética.....	25
1.3. Cogeneración y Trigeneración.....	29
1.3. Métodos energéticos, exergéticos, económicos y ambientales de sistemas de trigeneración.	37
1.3.1. Unidades generadoras de potencia y sistemas de enfriamiento.....	37
1.3.2. Análisis energético, exergético y económico de una turbina a gas con enfriamiento de aire a la entrada del compresor.	43
1.4. Métodos modernos de aumento de potencia en plantas con turbinas a gas.	43
1.4.1. Enfriamiento Evaporativo	44
1.4.2. Niebla de alta presión	44
1.4.3. Compresión húmeda	45
1.5. Modelo de cálculos económicos para sistemas de trigeneración	45
2. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION.....	51
2.1. Descripción de la instalación experimental	51
2.1.1. Descripción de la Planta	51
2.1.2. Descripción de procesos de principales usos de la energía	52
2.2. Gestión energética	59
2.3. Medición de eficiencia térmica en hornos.....	61
2.3.1. Análisis de pérdidas energéticas en Crisoles.....	61
2.4. Variables de Medición.....	73
2.4.1. Caracterización energética de la electricidad	73
2.4.2. Caracterización energética del Gas Natural	74
2.4.3. Caracterización energética de los crisoles	74
2.4.4. Adquisición de datos.	74

2.5.	Cálculos asociados a las variantes de trigeneración.	75
2.5.1.	Cálculos energéticos.....	75
2.5.2.	Cálculos exergéticos	96
2.6.	Propuesta metodológica para el análisis económico de uso de turbinas a gas en sistemas de trigeneración	101
3.	RESULTADOS Y ANALISIS DE RESULTADOS.....	108
3.1.	Caracterización energética de la planta	108
3.1.1.	Gestión energética de la Electricidad.....	108
3.1.2.	Gestión energética gas natural	121
3.2.	Conclusiones parciales	133
3.3.	Cálculos de eficiencia de hornos	136
3.3.1.	Horno Metalurgia.	136
3.3.2.	Horno Equipo de Óxido.	140
3.3.3.	Comparación de hornos	143
3.3.4.	Pérdidas por chimenea.....	145
3.3.5.	Cálculo de eficiencias de hornos	147
3.3.6.	Conclusiones parciales	148
3.4.	Potencia eléctrica horaria demandada. Caso de estudio del sistema de trigeneración.	149
3.5.	Razón electricidad a calor	151
3.6.	Variantes de Sistemas de Trigeneración Propuestas para el caso de estudio	154
3.6.1.	VARIANTE 1. Sistemas de trigeneración con turbinas a gas y gases de salida de la turbina suministrada a hornos.	155
3.6.2.	VARIANTE 2. Sistemas de Trigeneración con turbinas a gas, con enfriamiento de aire a la entrada del compresor con chiller eléctrico y gases de salida de la turbina a hornos.....	155
3.6.3.	VARIANTE 3. Sistemas de trigeneración con turbinas a gas y gases de salida de la turbina a hornos y Chiller por absorción.....	156
3.6.4.	VARIANTE 4. Sistemas de Trigeneración con turbinas a gas, con enfriamiento de aire a la entrada del compresor con chiller por absorción y gases de la turbina a hornos y a Chiller por absorción.	157
3.7.	Efecto de las condiciones ambientales en el desempeño de una turbina a gas.....	158
3.8.	Cálculos de sistemas de trigeneración Variante 1 y 2.....	163
3.8.1.	Cálculo de eficiencia según primera ley sistema de trigeneración Variantes 1 y 2.	163
3.8.2.	Cálculo de la eficiencia según primera ley turbinas Variantes 1 y 2.	164
3.8.3.	Cálculo del PGR y TEC sistema de trigeneración Variantes 1 y 2.	165

3.8.4.	Cálculo eficiencia según segunda ley sistema de trigeneración Variantes 1 y 2.....	166
3.8.5.	Cálculo eficiencia según segunda ley. Turbinas Variantes 1 y 2	166
3.8.6.	Cálculos económicos	167
3.9.	Cálculos de sistemas de trigeneración Variante 3 y 4.....	175
3.9.1.	Cálculos de eficiencia según primera ley sistema de trigeneración Variantes 3 y 4. 175	
3.9.2.	Cálculo del PGR y TEC de las turbinas Variantes 3 y 4.....	176
3.9.3.	Cálculo de eficiencia según segunda ley del sistema de trigeneración variantes 3 y 4 177	
3.9.4.	Cálculo de eficiencia según segunda ley de las turbinas variantes 3 y 4	178
3.9.5.	Cálculos económicos.	179
3.10.	Comparación de variantes de Trigeneración	187
3.11.	Conclusiones parciales	188
4.	CONCLUSIONES.....	191
	Referencias	193

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Clasificación de las unidades de Generación según producción -----	28
Tabla 1.2. Generación Mensual Energía SIN, mayo 2012.-----	32
Tabla 1.3. Comparación de eficiencias de Unidades Generadoras de Potencia. -----	38
Tabla 2.1. Coeficientes polinómicos para la viscosidad dinámica del aire-----	62
Tabla 2.2. Coeficientes polinómicos para la determinación del calor específico del aire.--	63
Tabla 2.3. Coeficientes polinómicos para determinar la conductividad térmica del aire----	63
Tabla 2.4. <i>Ct</i> Para varias formas y Números de Prandtl.-----	66
Tabla 2.5. Dependencia del Número de Prandtl de varios coeficientes -----	67
Tabla 2.6. Entalpías específicas para productos de combustión, y otros gases a diferentes temperaturas. -----	72
Tabla 3.1. Consumos eléctricos por grupos de equipos. Participación por sección, total y frente al consumo del área.-----	109
Tabla 3.2. Parámetros de producción Crítica de Baterías alcanzables por variaciones operacionales-----	120
Tabla 3.3. Tendencia del consumo de electricidad en el año 2012.-----	121
Tabla 3.4. Consumidores de Gas Natural por área-----	123
Tabla 3.5. Parámetros de Producción crítica de plomo-----	132
Tabla 3.6. Tendencia de los Consumos de Gas Natural. -----	133
Tabla 3.7. Pérdidas por Radiación en el horno de Metalurgia.-----	138
Tabla 3.8. Cálculos de pérdidas por convección y radiación por zonas horno Metalurgia. -----	140
Tabla 3.9. Pérdidas por Radiación Horno equipo de Oxido. -----	141
Tabla 3.10. Pérdidas por Convección y Radiación por zonas Horno Equipo de Oxido ---	142
Tabla 3.11. Cálculo del consumo específico del horno de Metalurgia-----	143
Tabla 3.12. Cálculo del consumo del horno partes Pequeñas -----	144
Tabla 3.13. Consumos mensuales estimados de cada horno. -----	144
Tabla 3.14. Cálculo de entalpía del aire teórico.-----	146
Tabla 3.15. Entalpías teóricas gases producto de la combustión. -----	146
Tabla 3.16. Entalpía total gases de escape para 1% de oxígeno en humos.-----	147
Tabla 3.17. Cálculo de la eficiencia en los hornos o crisoles -----	148
Tabla 3.18. Relación Electricidad Calor por mes y año. -----	152
Tabla 3.19. Algunas constantes del análisis económico.-----	168
Tabla 3.20. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 1 -----	170
Tabla 3.21. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 2. -----	171
Tabla 3.22. TIR y VPN para Variante 1. -----	172

Tabla 3.23. TIR y VPN para Variante 2.	172
Tabla 3.24. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 3.	182
Tabla 3.25. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 4.	183
Tabla 3.26. TIR y VPN variante 3	184
Tabla 3.27. TIR y VPN variante 4	184
Tabla 3.28. Comparación de distintos indicadores entre las variantes de trigeneración propuestas.	187

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Esquema de Cogeneración con turbina a Gas y Turbina a Vapor	30
Figura 1.2. Composición de la generación en Colombia a mayo de 2012.....	32
Figura 1.3. Esquema de trigeneración con turbina a Gas y Turbina a Vapor y Chiller.	34
Figura 1.4. Diagrama esquemático de un Chiller por absorción.....	40
Figura 1.5. Satisfacción de demandas energéticas para los esquemas actuales y propuestos de trigeneración.	47
Figura 2.1. Crisol de 30 toneladas para fundición y refinación de plomo.....	53
Figura 2.2. Diagrama de proceso para la refinación de plomo en la Planta Industrial	53
Figura 2.3. Producción de Oxido de Plomo.....	54
Figura 2.4. Reactor para producción de óxido de plomo	55
Figura 2.5. Rejillado, mezclado, empastado y curado de baterías de ácido plomo	56
Figura 2.6. Cuarto de secado con las rejillas empastadas y curadas en su interior	56
Figura 2.7. Diagrama de proceso de elaboración de cinta de plomo.....	57
Figura 2.8. Diagrama de proceso de Expandido de cinta de plomo	57
Figura 2.9. Encajado de baterías. Detalle unión en serie y paralelo de elementos.....	58
Figura 2.10. Diagrama de proceso del encajado y soldado de elementos de baterías	58
Figura 2.11. Diagrama de proceso de terminación de acabados de baterías.....	59
Figura 2.12. Convección natural de una placa calentada por debajo.....	67
Figura 2.13. Diagrama esquemático Turbina a gas con Chiller por compresión en la admisión del compresor	77
Figura 2.14. Diagrama esquemático de un Chiller por absorción.....	86
Figura 2.15. Temperaturas y humedades para diseño intercambiador del Chiller Absorción NH ₃ – H ₂ O.....	88
Figura 2.16. Diagrama esquemático Chiller absorción NH ₃ – H ₂ O	89
Figura 2.17. Niveles de temperatura para los fluidos de trabajo. No a escala	103
Figura 2.18. Proceso de enfriamiento del aire húmedo antes de la entrada al compresor	104
Figura 3.1. Usos significativos de la Energía eléctrica por grupo de equipos y su participación porcentual acumulada	110
Figura 3.2. Evolución mensual del consumo eléctrico.....	113
Figura 3.3. Consumos anualizados en kWh/año	113
Figura 3.4. Producción en Unidades de Baterías y consumo eléctrico en kWh/mes	114
Figura 3.5. Precio del kWh mes a mes desde el año 2008 al 2012	114
Figura 3.6. Consumo eléctrico vs producción de baterías de los datos sin filtrar	115
Figura 3.7. Dispersión del Consumo eléctrico vs Producción con datos filtrados.....	117
Figura 3.8. Evolución del Índice de Consumo Real de los años 2008 al 2012.....	118
Figura 3.9. Índice de Consumo Real vs Baterías Producidas.....	118
Figura 3.10. Índice de Consumo Real y Teórico vs Producción de Baterías.....	119
Figura 3.11. Razón de cambio del índice de consumo vs producción de baterías.....	120
Figura 3.12. Suma Acumulada de las diferencias entre consumos Reales y Teóricos	121

Figura 3.13. Mayores consumidores mensuales de Gas Natural	124
Figura 3.14. Consumo Gas Natural años 2008 a 2012	125
Figura 3.15. Consumos anualizados de Gas Natural años 2010 a 2012	125
Figura 3.16. Producción de plomo procesado y Consumo de Gas natural.....	126
Figura 3.17. Costos del Gas Natural en el tiempo (\$/m3)	126
Figura 3.18. Modelo lineal del Consumo de Gas Natural y la Producción de Baterías ...	127
Figura 3.19. Modelo lineal del Consumo de Gas Natural vs Plomo procesado. Datos sin filtrar	128
Figura 3.20. Línea Base y Línea Meta Consumo Gas Natural vs Cantidad Plomo/mes ..	129
Figura 3.21. Índices de Consumo reales gas natural últimos años.	129
Figura 3.22. Índice de Consumo de Gas Natural por kg de plomo procesado.....	130
Figura 3.23. Dispersión de Índices de Consumo Real y Teórico	131
Figura 3.24. Segunda derivada Índice de Consumo base teórico vs Producción.....	131
Figura 3.25. Suma acumulativa de ahorros de gas natural año 2012.	133
Figura 3.26. Horno de Metalurgia usado en la refinación de plomo.	137
Figura 3.27. Detalle por zonas del Horno de Metalurgia.....	137
Figura 3.28. Detalle de la parte posterior del horno de Metalurgia y una termografía de la misma zona.	139
Figura 3.29. Horno Equipo de Óxido	141
Figura 3.30. Flujo de calor vs Plomo procesado	145
Figura 3.31. Pérdida porcentual de calor frente a diferentes % de oxígeno	147
Figura 3.32. Potencia eléctrica horaria por día agosto de 2012	149
Figura 3.33. Potencia eléctrica demandada agosto de 2012	150
Figura 3.34. Potencia eléctrica demandada desde enero a septiembre 2012.	150
Figura 3.35. Razón electricidad a calor 2008 a 2012	153
Figura 3.36. Razón Electricidad a calor año 2012	153
Figura 3.37. Variante de trigeneración 1.....	155
Figura 3.38. Variante de trigeneración 2.....	156
Figura 3.39. Variante de trigeneración 3.....	157
Figura 3.40. Variante de trigeneración 4.....	157
Figura 3.41. Temperatura y humedad relativa de un día típico	158
Figura 3.42. Potencia Neta y temperatura vs hora del día.	159
Figura 3.43. Pérdida de potencia de la turbina por condiciones del sitio.	159
Figura 3.44. Porcentaje de disminución de potencia en turbinas por condiciones atmosféricas	160
Figura 3.45. Porcentaje de aumento de potencia por enfriamiento del aire a la entrada del compresor de la turbina.....	160
Figura 3.46. Potencia neta en turbina vs Temperatura a diferentes humedades relativas	161
Figura 3.47. Eficiencia neta vs temperature con humedad relativa de 75%.....	162
Figura 3.48. Eficiencia neta por enfriamiento del aire a entrada del compresor de la turbina	162

Figura 3.49. Capacidad del Chiller por compresión requerido para suplir demanda de frio en variante 2.....	163
Figura 3.50. Comparación de Eficiencias energéticas de las variantes 1 y 2	164
Figura 3.51. Comparación de eficiencias térmicas de turbinas de las variantes 1 y 2.....	164
Figura 3.52. PGR y TEC para las turbinas de las variantes 1 y 2.....	165
Figura 3.53. Eficiencia exergética de Variantes 1 y 2.	166
Figura 3.54. PGR ex y TEC ex de las turbinas de las Variantes 1 y 2.	167
Figura 3.55. Tiempo de retorno de Inversión variantes 1 y 2.....	169
Figura 3.56. Ingresos netos y Costos Totales horarios del equipo de enfriamiento.....	174
Figura 3.57. Rentabilidad a distintos valores del kWh exportado para variantes 1 y 2.....	174
Figura 3.58. Costo Total horario de la Variante 2.	175
Figura 3.59. Eficiencia energética de variantes 3 y 4.....	176
Figura 3.60. PGR y TEC para turbinas variantes 3 y 4	177
Figura 3.61. Eficiencias exergéticas de las variantes 3 y 4	178
Figura 3.62. PGR ex y TEC ex de las turbinas de las variantes 3 y 4.....	179
Figura 3.63. Tiempo de retorno de la inversión para variantes 3 y 4.....	180
Figura 3.64. Ingresos netos de la variante 4 para distintos costos del kWh exportado	185
Figura 3.65. Rentabilidad del Sistema de refrigeración de la variante 4 frente a la variante 3.	185
Figura 3.66. Costo Total horario para sistemas de trigeneración Variantes 3 y 4.	187

RESUMEN

La Trigeneración se ha convertido en una opción que está siendo explorada intensamente en distintos países, pues ofrece la posibilidad de aumentar el aprovechamiento de la producción de energía eléctrica, térmica, de refrigeración o acondicionamiento de aire (u otras formas de energía aprovechable) simultáneamente, a partir de una única fuente de energía primaria; con el consecuente ahorro de combustible y dinero. La decisión de adoptar una nueva tecnología que incluya la satisfacción de diferentes demandas de energía, está fuertemente determinada por aspectos técnicos relacionados con la cantidad de calor y de potencia eléctrica, por los retornos de inversión y los tiempos de uso de las nuevas tecnologías.

En esta tesis se desarrollan y modelan diferentes configuración de sistemas de trigeneración con turbinas a gas que permitan analizar, fundamentar y seleccionar un sistema de autogeneración, para sustituir las formas convencionales de satisfacción de las demandas energéticas de una planta industrial, teniendo como base los análisis energéticos, exergéticos y económicos de las tecnologías propuestas.

Para ello, se identifican los principales portadores energéticos de la planta, su distribución en los procesos y los equipos mayores consumidores de energía, haciendo análisis de sus participaciones en consumo frente a los consumos totales. Se determinan las variables relacionadas con los consumos de electricidad y gas natural, los usos significativos de la energía, los índices de consumo, las tasas de producción crítica, líneas de tendencia de los consumos, basados en la metodología ISO 50001 de 2011 y validados en un estudio de casos en una Planta de Fabricación de Baterías para automotores.

Se analizan las pérdidas por transferencia de calor asociadas a hornos o crisoles en la planta, que son claves en los procesos productivos, mediante los fundamentos de la transferencia de calor y mediciones en sitio, para completar los análisis de caracterización del Gas Natural. Se estiman las eficiencias de éstos equipos respecto a la potencia térmica suministrada por el combustible.

Se proponen Sistemas de Trigeneración con turbinas a gas como Unidad Generadora de Potencia, y el uso de Chiller por Compresión y Absorción para satisfacer las demandas de climatización y aprovechamiento del calor disponible en

los gases de chimenea para calentamiento en hornos. Se elaboran metodologías para el análisis según Primera y Segunda Ley de los Chiller de Absorción, y una metodología de análisis económico para los Sistemas de trigeneración estudiados.

Las configuraciones propuestas para los sistemas de trigeneración fueron: Turbina a Gas en ciclo abierto con gases de chimenea a Hornos; Turbina a gas con enfriamiento del aire a la entrada del compresor con Chiller eléctrico y gases de chimenea a hornos; Turbina a gas con enfriamiento del aire a la entrada del compresor con Chiller por absorción y gases de chimenea a hornos. Se modeló cada configuración y componente para evaluar diversos indicadores energéticos y económicos, a partir de condiciones ambientales variables de un día típico. Dichos indicadores, basados en la literatura científica, fueron: Razón de Ganancia de Potencia PGR, Factor de Cambio en la Eficiencia Térmica TEC, Razón de Ganancia de Potencia Exergético PGR ex, Factor de Cambio en la Eficiencia Térmica Exergética TEC ex, Consumos específico de combustible, Costo de producción por kWh, Función Costo Total, Ingresos netos, Rentabilidad, Tasa Interna de Retorno, Valor Presente Neto, entre otros.

Los resultados de la evaluación energética mostraron que las variantes de trigeneración con turbinas a gas con enfriamiento del aire a la entrada del compresor tienen mejores desempeños en los indicadores energéticos y económicos frente aquellos que no lo tienen. Los análisis mostraron que el uso de Chiller por absorción para climatización es una alternativa viable técnica y económicamente y que puede ser implementada en el caso de estudio.

Finalmente se selecciona un sistema de trigeneración que satisface todos los requerimientos energéticos de la Planta Industrial caso de estudio, a partir de los resultados comparativos de los análisis energéticos, exergéticos y económicos, y que puede utilizarse para autogenerar la demanda de potencia, con significativos ahorros económicos y rápidos retornos de la inversión.

INTRODUCCION.

Colombia es un país con alta dependencia de los recursos hídricos para la generación de electricidad. Por tanto, la seguridad energética está en permanente amenaza por los cambios climáticos, lo que ha conllevado a tratar de diversificar y aumentar los niveles de aprovechamiento de las distintas fuentes de generación. La evolución de las participaciones en Cogeneración año a año en el mes de Junio de 2014 (xm.com, 2014) [1], representa el 0,9% frente a la generación total de la canasta energética, debido en gran parte a la falta de información que permita la toma de decisiones tendientes a la adopción de tecnologías [2] (Mueller, 2006) en cuanto a la evaluación energética, económica y ambiental de esquemas de autogeneración industrial.

Las plantas industriales con altos requerimientos en calidad de la energía, están volcándose hacia la autogeneración, favorecidas por los altos costos del kWh (que incluyen gastos de transporte y distribución) en el mercado, la seguridad energética, los beneficios de la generación *in situ* y los paquetes de estímulos de las recientes políticas nacionales^{1 2}.

Las turbinas a gas están siendo crecientemente usadas en ciclos combinados para generar potencia eléctrica y calor para procesos industriales (Haglind, 2008) [3] y en ciclos de trigeneración para generar al menos tres formas de energía útil (electricidad, calor, frío, agua caliente, purificación de agua, etc.), a partir de una sola fuente de energía primaria. Una planta de trigeneración adecuadamente diseñada sobrepasará la eficiencia obtenida en una planta de cogeneración por cerca del 50% y una utilidad de la planta por cerca del 300%, aunado a efectos ambientales de menor impacto (Kumar, 2014) [4].

La producción eléctrica y eficiencia de las turbinas a gas dependen en gran medida de las condiciones ambientales del lugar de instalación (Farouk, 2013) [5]. En las

¹ Resolución 90325 del 25 de Marzo de 2014, Ministerio de Minas y Energía

² Ley 1715 del 13 de Mayo de 2014, Congreso de la República de Colombia

regiones con altas temperaturas ambientales, la potencia desarrollada por la turbina a gas puede verse reducida entre un 5 y 10% por cada 10K de incremento de la temperatura ambiental, respecto a la potencia en condiciones ISO y el consumo de calor específico se incrementa entre 1,5 y 4% (Kakaras, 2006) [6]. Diversas formas de enfriamiento del aire de entrada al compresor se han ideado para evitar las pérdidas de potencia eléctrica de la turbina y que se encuentran en un campo activo de investigación (Espanini, 2013) [7]; entre ellas podemos enumerar: compresión húmeda, enfriamiento evaporativo (Marzouk, 2013) [8], uso de Chiller por compresión de vapor y por absorción (Santos, 2012) [9], inyección de vapor o agua al compresor (Haselbacher, 2005) [10]

La Trigeneración, en su concepto general, incluye la Cogeneración (Hernandez-Santoyo, 2003) [11] con y sin ciclos combinados, las turbinas a gas (Lozano, 2009) [12], turbinas a vapor, los motores de combustión interna (Colonna, 2003) [13], los generadores de vapor recuperadores de calor, los chillers por compresión (Marechal, 2011) [14] (Ramana, 2012) [15], los chillers por absorción (Bruno, 2009) [16] (Wang, 2009) [17]. En el caso particular de los sistemas con turbinas a gas, las tecnologías modernas incluyen diferentes alternativas para aumentar la potencia eléctrica generada y la eficiencia, entre las cuales están el Enfriamiento Evaporativo (Chaker, 2007) [18], Compresión húmeda (Chaker, 2012) [19], Inyección de vapor a la cámara de combustión (Ghazikhani, 2005) [20] y otras. El filtrado del aire, el lavado del compresor y los daños mecánicos (Blachnio, 2011) [21] y la influencia de los parámetros ambientales, como temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del aire atmosférico local (Rueda Martínez, 2011) [22], son aspectos técnicos que ejercen una marcada influencia sobre la magnitud de la potencia real generada y el costo del kilowatt producido (Kumar, 2013) [23].

A pesar del auge en el uso de turbinas a gas para autogeneración industrial a escala mundial, la escasa adopción de esta tecnología en Colombia es una paradoja. La inexistencia de metodologías que permitan tomar decisiones acerca de la adopción o no de tecnologías de autogeneración usando turbinas a gas basándose en análisis energéticos y económicos, es un obstáculo que no se ha podido superar. No existe evidencia de bloques de trigeneración en el sector industrial en Colombia (xm.com, 2014) [1] que usen turbinas de gas y mucho menos que apliquen las nuevas tecnologías y de desarrollo de mejora de potencia en las condiciones ambientales de cada región.

A partir de esta situación, el problema que se plantea es:

No ha sido suficientemente estudiada la forma de determinar indicadores energéticos, exergeticos (eficiencia térmica, razón de ganancia de potencia y factor

de cambio de la eficiencia) y económicos (periodo de retorno de la inversión, tasa interna de retorno, valor presente neto, costos totales horarios, ingresos netos, rentabilidad) de los sistemas de trigeneración con turbinas de gas con y sin enfriamiento a la entrada del compresor, para las empresas industriales y funcionando en las condiciones ambientales específicas de Colombia, de forma que ayuden a establecer la viabilidad de su adopción.

El objeto general planteado, en correspondencia con el problema científico es:

Los sistemas de trigeneración con turbinas de gas, con y sin enfriamiento a la entrada del compresor.

De allí que, se tenga como hipótesis de trabajo, el siguiente planteamiento:

El estudio energético, exergético y económico de los sistemas de trigeneración con turbinas de gas con y sin enfriamiento a la entrada del compresor, para las empresas industriales y funcionando en las condiciones ambientales específicas de Colombia, posibilitará la determinación de indicadores térmicos y económicos mediante los cuales se derivarán medidas técnicas para mejorar el desempeño integral de los sistemas de trigeneración con turbinas a gas, en las condiciones de la localidad donde se instalen.

El estudio tiene un impacto tecnológico, económico y social al demostrar la viabilidad de adopción de tecnologías de generación convencional de energía eléctrica, mediante la integración de sistemas y esquemas de trigeneración, teniendo en cuenta los factores ambientales determinantes en el desempeño de los mismos.

Para validar la hipótesis y resolver el problema científico planteado, se plantea como objetivo general:

Determinar el comportamiento de los indicadores energéticos, exergéticos y económicos del sistema de trigeneración con turbinas de gas, con y sin enfriamiento a la entrada del compresor, que permitan realizar un análisis de la afectación en la potencia de salida y en la eficiencia, entre otros, cuando funcionan en empresas industriales de Colombia con parámetros ambientales que no coinciden con los establecidos en las condiciones ISO para la cual se diseñan estos sistemas de trigeneración.

Los objetivos específicos se resumen en:

1. Caracterizar energéticamente los consumos de electricidad y calor y frío aplicando los procedimientos establecidos en la Norma ISO 50001 de 2011 en una empresa industrial. Caso de estudio.
2. Obtener los modelos matemáticos de indicadores de la caracterización energética, para los consumos de electricidad y gas natural.
3. Evaluar experimentalmente el desempeño de los hornos donde se consume el gas natural en la empresa industrial seleccionada para el estudio de caso.
4. Determinar las necesidades energéticas en electricidad, calor y frío que se deben satisfacer con el sistema de trigeneración con turbinas a gas que se ha seleccionado para el estudio de caso.
5. Determinar la influencia de la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del aire sobre la potencia entregada y el rendimiento del sistema de trigeneración con turbinas a gas.
6. Analizar la variación de la eficiencia térmica, el factor de ganancia de potencia y el factor de cambio de la eficiencia, aplicando los procedimientos de la primera y segunda ley de la termodinámica al sistema de trigeneración con turbinas de gas.
7. Determinar el tiempo de retorno de la inversión, la tasa interna de retorno y el valor presente neto, de las diferentes variantes de sistemas de trigeneración con turbinas de gas del caso de estudio.
8. Analizar el comportamiento de los ingresos netos y la rentabilidad, para diferentes precios del kWh exportado desde el sistema de trigeneración con turbinas de gas.
9. Obtener los modelos matemáticos correspondientes a indicadores energéticos e indicadores exergéticos.
10. Seleccionar la variante tecnológica más satisfactoria de trigeneración industrial con turbinas a gas, analizados en el estudio de caso.

Para dar cumplimiento a los objetivos se hace necesario desarrollar como principales tareas de investigación:

1. Revisión bibliográfica sobre sistemas de trigeneración.
2. Elaborar y/o complementar las metodologías para realizar los cálculos termodinámicos de los chiller de absorción amoníaco/agua y bromuro de litio/agua, así como para ejecutar el análisis económico.
3. Desarrollar los cálculos energéticos, exergéticos y económicos de las variantes de sistemas de trigeneración con turbinas a gas, seleccionadas para el estudio de caso.

4. Seleccionar el sistema de trigeneración con turbinas a gas que resulte más conveniente para la empresa industrial (caso de estudio), teniendo en cuenta la influencia de las condiciones atmosférica de Colombia.

En correspondencia con los objetivos propuestos y los resultados alcanzados, el autor defiende los siguientes aportes:

1. Mejoras o adecuación en las metodologías propuestas por (Jassim, 2012) [24]. Estas mejoras consisten en:
 - Adición de otros conceptos en los análisis económicos tales como costos de turbinas, costos de instalación, costos de mantenimiento y operación fijos y variables de las turbinas, obra civil y equipos de monitoreo y control.
 - Adición en el análisis económico de términos asociados a los Chiller por Absorción.
2. Adecuación de modelos matemáticos energéticos y exergéticos, para el análisis de los Chiller por Absorción de amoniaco - agua y Bromuro de Litio – agua.
3. Modelos matemáticos referidos a:
 - Línea base y línea meta de los Consumos de Electricidad vs producción de baterías
 - Se encontró que el incremento de la potencias de las turbinas de 515 kW a 600kW, desmejora la eficiencias térmicas entre 18 y 17,8%, pero aumenta la eficiencia global de los sistemas de trigeneración del 34% a 51%.
 - El PGR de los sistemas de trigeneración Variantes 1 y 2 aumenta del 12 al 16%, cuyo modelo matemático es:
$$y = -0,022x^2 + 0,5005x + 11,478 \text{ y } R^2= 0,68$$
 - El TEC de los sistemas de trigeneración Variantes 1 y 2 disminuye entre el -13% y el -18%. Cuyo modelo matemático es:
$$y = 0,033x^2 + 0,85x + 11,511 \text{ y } R^2= 0,668$$
 - El PGR de los sistemas de trigeneración Variantes 3 y 4 aumenta del 12 al 16%, cuyo modelo matemático es:
$$y = -0,022x^2 + 0,5005x + 11,478 \text{ y } R^2= 0,68$$

- El TEC de los sistemas de trigeneración Variantes 3 y 4 disminuye entre el -13% y el -18%. Cuyo modelo matemático es:
$$y = 0,033x^2 + 0,85x + 11,511 \text{ y } R^2= 0,668$$
- El PGR ex de los sistemas de trigeneración Variantes 1 y 2 aumenta del 14 al 17%, cuyo modelo matemático es:
$$y = -0,0138x^2 + 0,3062x + 14,688 \text{ y } R^2= 0,70$$
- El PGR ex de los sistemas de trigeneración Variantes 3 y 4 aumenta del 18 al 22%, cuyo modelo matemático es:
$$y = -0,021x^2 + 0,4911x + 18,448 \text{ y } R^2= 0,725$$
- El TEC ex de los sistemas de trigeneración Variantes 1 y 2 disminuye del 13 al 16%, cuyo modelo matemático es:
$$y = 0,0108x^2 - 0,2299x + 13.009 \text{ y } R^2= 0,642$$
- El TEC ex de los sistemas de trigeneración Variantes 3 y 4 disminuye del 18 al 21%, cuyo modelo matemático es:
$$y = 0,0184x^2 - 0,4241x + 16839 \text{ y } R^2= 0,7311$$

4. Para las condiciones atmosféricas de la Ciudad de Barranquilla, el autor demuestra que:

- Disminución máxima de la potencia de salida de las turbinas en un 14%.
- Recuperación de la potencia de salida de las turbinas, por introducción de sistemas de refrigeración del aire en la admisión del compresor de la turbina, respecto a las condiciones ISO.
- Aumento de la eficiencia global de los sistemas de trigeneración, por el aumento de la potencia neta desarrollada por las turbinas
- Costo total anual de los sistemas de trigeneración propuestos
- Costo del kWh hora a hora de cada sistema de trigeneración estudiado
- Tasa de ganancia en potencia debido a la implementación del sistema de enfriamiento del aire en la admisión del compresor hora a hora.
- Factor de cambio de la Eficiencia térmica debido al enfriamiento del aire en la admisión del compresor hora a hora

5. Ingresos netos y rentabilidad de los sistemas de enfriamiento del aire a la entrada del compresor hora a hora.

6. Efecto de los costos del kWh exportado en la rentabilidad de los sistemas de enfriamiento del aire en la admisión del compresor.

7. Disminución del 68% de los costos del kWh si se produjera la autogeneración con el sistema de trigeneración seleccionado frente al costo actual que se paga a los prestadores de servicio en red.

8. La mejor alternativa de Sistemas De Trigeneración para el caso de estudio, sobre la base de los Tiempos de retorno de la inversión , TIR, VPN, Consumo específico de combustible, Costos de producción del kWh, entre otros.

CAPITULO 1

1. ESTADO DEL ARTE.

1.1. Sistemas de gestión energética

El consumo de energía es un gasto controlable que debe ser mantenido por la gerencia. La administración de la energía debe enfocarse (Pérez, 2012) [25] en: a) contar con un sistema continuo de identificación de oportunidades que en la detección de una oportunidad aislada, b) ser un proceso de mejoramiento continuo de la eficiencia energética, c) concentrar los mayores esfuerzos de control en las funciones energéticas principales, d) controlar el costo de las funciones o servicios energéticos además de los costos de la energía primaria, e) el cumplimiento de metas y resultados determinados por indicadores concretos y f) fundamentar sus decisiones en mediciones reales de los procesos productivos.

Una forma de incrementar la productividad, la rentabilidad y disminuir los impactos ambientales de las actividades industriales en una planta es mediante la administración eficiente de los recursos energéticos de los que hace uso. Tales procesos administrativos y de seguimiento se estructuran en Modelos de Gestión Energética que bien podrían evolucionar hacia Sistemas de Gestión Energética. (Vidal y otros, 2007) [26] señalan 14 Modelos de Gestión Energética utilizados a nivel mundial describiendo sus principales objetivos, características, tendencias, similitudes y elementos diferenciadores entre ellos. Como principales

conclusiones, señalan como aspectos comunes a los Sistemas de Gestión Energética:

- Sus objetivos buscan la reducción de costos, el impacto ambiental y aumentar la competitividad.
- Se basan en el ciclo PHVA.
- El éxito del Sistema es altamente dependiente del compromiso de la Alta dirección.
- La responsabilidad de la ejecución del Sistema de Gestión es responsabilidad de un grupo de personas de la organización industrial, liderado por un representante de la gerencia.
- Tareas específicas son delegadas a grupos temporales o equipos de mejora
- Las actividades de control y monitoreo de indicadores relacionados con los procesos propios de la planta o de la empresa.
- A partir de la práctica de acciones que propenden por el uso eficiente de energía, se formulan políticas, objetivos, metas y responsabilidades de todos los participantes en los procesos, que se traducen en planes, tareas y evaluaciones periódicas.
- Se requiere capacitar y entrenar al recurso humano de la empresa, para enfrentar los cambios organizacionales y los procedimientos operacionales, de mantenimiento, tecnológicos y de gestión.

(Campos y otros, 2011) [27] proponen el Sistema de Gestión Integral de la Energía, como un sistema de gestión integrado y estructurado mediante normas, procedimientos y actuaciones que permiten la mejora en el uso de la energía en la planta industrial. Este sistema de gestión se implementa mediante tres etapas que incluyen: Decisión, Instalación y operación del Sistema (Campos, 2006) [28]. Cada una de estas etapas consta de una serie de actividades y responsabilidades que buscan la mejor adaptación del Sistema de Gestión a las particularidades de la Planta o empresa, sin desligarse de la estructura general del Modelo de sistema de Gestión.

(Salazar y otros, 2012), proveen unas herramientas para realizar un diagnóstico energético, a partir del cual se pueda alcanzar reducción de costos e impacto ambiental, por medio de ahorros de energía. Aclaran que las herramientas por sí solas no son definitivas para tomar decisiones de inversión, pero pueden ayudar al comprender los potenciales beneficios y las variables que afectan su retorno y los riesgos asociados a ellas. Dentro de las herramientas recomendadas se tienen [29]: a) gráficos de control, b) Diagrama de consumo, producción vs tiempo, c) diagramas de dispersión, d) Diagrama de Índice de Consumo vs Producción, e) Evaluación de

inversiones en eficiencia energética, f) Análisis de riesgo para inversiones en eficiencia energética. Concluyen que el análisis de ingeniería aportados por la UPME permiten una estimación de los ahorros y el monitoreo continuo del consumo y la producción y que el análisis económico y de riesgo que mejor se comporta para estimar el riesgo es la simulación de Monte Carlo, que debe tener claramente definidas las variables de incerteza y que afecta los retornos de la inversión.

De allí que el papel del Gobierno Colombiano deba centrarse no sólo hacia la construcción de capacidades legislativas y operativas, si no también hacia la superación de la falta de información y motivación, las restricciones financieras, las imperfecciones del mercado y la carencia de tecnología (Escudero, 2009) [30], dado el gran potencial de medidas financieramente viables que podrían aplicarse en el Mercado del País.

Como experiencias significativas en el Uso Racional de la Energía, (Campos y otros, 2006) presenta la caracterización energética de un grupo de empresas, en las que aplica el Modelo de Gestión Integral de la Energía y concluye que la cuantificación de los potenciales de ahorro permite una sensible reducción de los costos, dado el enfoque de gestión tecnológica, ambiental y social del modelo [28], (Campos, 2011) [27] (Campos, 2008) [31]. (Serna, 2010) señala que la aplicación de herramientas metodológicas para Uso racional de la Energías, así como las buenas prácticas empresariales, permitieron la optimización del gasto energético en una Planta Industrial. Sugiere que tal optimización puede lograrse a través de la reducción de pérdidas en fuerza motriz, pérdidas por efecto Joule en sistemas de distribución, sistemas de iluminación y sistemas de bombeo [32].

1.2. Algunos Sistemas de trigeneración en el mundo

Al contrario de las grandes centrales eléctricas que distribuyen la electricidad a través de grandes distancias, las tecnologías de generación en sitio, como las CHP, producen la energía eléctrica más eficientemente y en formas ambientalmente más amigables, en el mismo lugar donde se va a consumir. Las tecnologías de Generación en sitio regularmente consisten en un generador modular (que puede ser de energías renovables) que provee las demandas eléctricas de un usuario final. Los rangos de potencias eléctricas que pueden ser generadas se pueden categorizar como en la tabla 1 (Zarei, 2012). [33] .

Tabla 1.1. Clasificación de las unidades de Generación según producción

TIPO DE GENERACION	POTENCIA MAXIMA
Micro	POT<5 kW
Pequeña	5kW<POT<5MW
Media	5MW<POT<50MW
Grande	Pot>50MW

Fuente [33]

Los sistemas CHP convierten más del 80% de la energía útil contenida, en comparación con el 33% de aprovechamiento de las centrales convencionales (Grohneit, 1999) [34]. Sin embargo, aun frente a las ventajas económicas, ambientales y energéticas de estas tecnologías, la baja adopción que las industrias mundiales han hecho de ella, es una paradoja que muestra la sensibilidad de los consumidores frente a los requerimientos legales e ingenieriles que requieren su instalación (Mueller, 2006) [35].

Dentro de las ventajas de este la generación con CHP o CCHP, se pueden enunciar (Valencia, 2008) [36]:

1. La tecnología es modular y puede ser producida en masa por la industria, esto significa que sus costos bajarán con la producción masiva, además, una estandarización de los componentes, de la interconexión y de los permisos de instalación facilitará su producción e implementación.
2. La descentralización de la generación basada en fuentes energéticas locales, diversifica los recursos y aumenta la autosuficiencia de una región. Generalmente, hará el sistema eléctrico menos vulnerable a desastres naturales o provocados.
3. Debido a que la generación distribuida está en el sitio del consumo, facilita la explotación del calor que en otros casos se rechazaría, por lo que permite los proyectos de cogeneración y trigeneración.
4. Su uso por empresas eléctricas o consumidores disminuye drásticamente las pérdidas de energía en el transporte y la distribución.
5. En general, se puede decir que este tipo de proyectos se enfocan a un mayor desarrollo sostenible. Comparado con la producción de energía eléctrica en estaciones centrales, la generación de electricidad de forma distribuida de mayor calidad produce menos contaminación y es más confiable y eficiente energéticamente.

(Cadena y otros, 2008) [37], realizaron un estudio sobre la regulación para incentivar las energías alternas y la generación en sitio en Colombia, del cual concluyeron que:

- A. La penetración de las nuevas fuentes y tecnologías de producción de energías limpias, serán impulsados por la diversificación de la canasta energética, la reducción de la dependencia de los combustibles fósiles, la minimización de los impactos ambientales y el impulso al desarrollo tecnológico e industrial.
- B. La regulación del mercado de energía eléctrica actual no limita el desarrollo de estas fuentes y tecnologías para la generación eléctrica, mas, la estructura orgánica del mercado y sus reglas se definieron para las fuentes y tecnologías convencionales. Es necesario, para hacer más justa la competencia entre estas dos formas de generación, tener en cuenta los costos y beneficios externos de sus instalaciones y operación, y su participación en la generación distribuida en las redes (Castillo, 2011) [38].
- C. La modificación de los esquemas de financiación a mayores periodos de recuperación de la inversión de las tecnologías de generación de energías alternas, es prioritario.

1.3. Cogeneración y Trigeneración

En las últimas décadas, la idea de aprovechar al máximo toda la energía disponible de una fuente primaria de energía, ha generado ingentes esfuerzos por crear tecnologías eficientes capaces de transformarla en formas que satisfagan una necesidad energética en particular.

La cogeneración es la producción conjunta, en proceso secuencial de energía mecánica o eléctrica y de energía térmica útil, a partir de una misma fuente de energía primaria. El diseño de los sistemas de cogeneración se fundamenta prioritariamente en la satisfacción de la demanda de calor del consumidor, pues el suministro de energía eléctrica puede ser contratado por un agente externo (Lozano, 2007) [39]. La cogeneración de calor y electricidad ha sido ampliamente implementada en las grandes centrales eléctricas o plantas industriales, como método para aprovechar la energía térmica asociada a los flujos de gases de combustión en la generación de más energía eléctrica u otra forma de energía (vapor, agua caliente, etc) que complementara los procesos productivos, y a su vez, reducir los costos globales de operación (Martínez-Lera, 2010) [40].

En los sistemas de cogeneración, una Unidad de Generación Eléctrica, que puede ser un motor o turbina a gas, se acopla a una Unidad de Recuperación de Calor que puede producir vapor o agua caliente, que terminan siendo aprovechados en generación eléctrica adicional con turbinas a vapor, o para calentar agua de uso doméstico o industrial o para activar un dispositivo de refrigeración (Labus, 2013) [41] (TDC, Thermally Driven Chiller, por sus siglas en inglés).

La Figura 1.1, muestra una planta cogeneradora habitual, en la que se utiliza un quemador secundario a la salida de los gases de escape de la turbina a gas, para producir vapor a alta presión. El vapor alimenta la turbina de vapor que se encarga de la producción adicional de energía eléctrica. El ahorro en este esquema energético se fundamenta en el aprovechamiento de la energía térmica residual de los gases de escape de la turbina a gas.

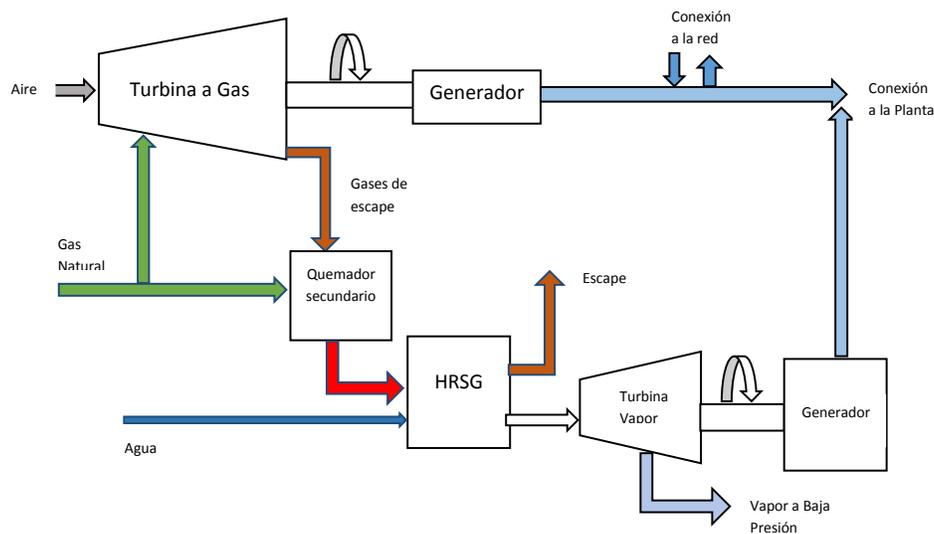


Figura 1.1. Esquema de Cogeneración con turbina a Gas y Turbina a Vapor

En algunas aplicaciones, la temperatura y presión de los gases de escape de la turbina a gas, son suficientes para garantizar la producción requerida de vapor en la caldera recuperadora, por lo que el aprovechamiento energético, y por tanto la eficiencia total del ciclo, se incrementa sensiblemente.

El máximo rendimiento energético de un módulo de cogeneración está limitado por la cantidad de calor recuperable del equipo generador pero también por el nivel de temperatura exigido (Lozano, 2007) [39]. Se consiguen mayores rendimientos cuando se recupera calor a un solo nivel de baja temperatura (Ramos, 2003) [42] y las eficiencias totales de los ciclos de cogeneración pueden alcanzar valores del 45

al 60%, frente al 30 a 35% de eficiencia de las unidades de generación tradicionales (Liu, 2012) [43]

Sin embargo, los sistemas de cogeneración diseñados para instalaciones cuyas demandas de electricidad, agua caliente o calefacción sean muy variables en el tiempo presentan un reto mayor para tornarse económicamente ejecutables. La viabilidad económica de estos sistemas queda garantizada, si la producción de potencia eléctrica y calor está respaldada por una demanda regular durante el mayor número posible de horas al año (Lozano, 2001) [44], (Lozano, 2005) [45]. Si el factor de utilización de los módulos de cogeneración es alto se obtendrán grandes ahorros económicos y cortos períodos de recuperación de la inversión.

Los sistemas de cogeneración pueden arreglarse para operar bajo cuatro modalidades (Emho, 2003) [46]:

1. Satisfacción del calor requerido. El sistema produce el calor que se demanda en la instalación, y si se requiere mayor energía eléctrica debe comprarse a la red.
2. Satisfacción de Potencia Eléctrica. El sistema satisface la demanda de Energía Eléctrica completamente. Dispositivos auxiliares cubren las demandas de calor que se puedan presentar. Y si sobra energía térmica se rechaza al ambiente.
3. Satisfacción de demanda de Potencia y Calor. En el régimen nominal de operación, el sistema es capaz de satisfacer las demandas de Potencia eléctrica y calor picos en la instalación.
4. Sistemas de Generación Distribuida. Estos sistemas de cogeneración, normalmente sobredimensionados para satisfacer las demandas picos de la instalación, tienen dispositivos de apoyo adicionales para complementar las demandas de calor. Tienen el mayor costo de inversión para asegurar confiabilidad.

En cualquier caso, es deseable alcanzar la mayor eficiencia operando el sistema a la capacidad de diseño, especialmente, si en la ubicación geográfica de la planta existen variaciones estacionales.

Colombia, a mayo de 2012, tuvo como capacidad efectiva neta de generación del SIN (Sistema Interconectado Nacional) de 14,430.8 MW con un leve incremento de 19.9 MW en comparación con el año anterior. La Tabla 1.2 muestra la generación de energía eléctrica del mes de mayo de 2012 y su comparativo con el mismo mes del año 2011 y los porcentajes de crecimiento de las potencias por tipo de

generación.

A pesar del interés gubernamental, la cogeneración y otras formas de generación de energía, véase Figura 1.2, solo cubren un porcentaje del 0,5% y la variación negativa de los dos últimos años, muestra que el ritmo de su crecimiento está muy limitado, como lo asegura (Mueller, 2006) [35]; con excepción, en la Generación Distribuida en zonas no interconectadas, que debido al capital privado, está tomando fuerza y se consolida en Colombia el uso de mejores y nuevas tecnologías de generación (Duque, 2008) [47].

Tabla 1.2. Generación Mensual Energía SIN, mayo 2012.

GENERACION MENSUAL ENERGIA SIN (GWh)			
TIPO GENERACION	MAYO 2011	MAYO 2012	% CRECIMIENTO
Hidráulica	4024	4139.5	2.9
Térmica	558.1	583.2	4.5
Menor	314.8	334.6	6.3
Cogenerador	25.2	24.3	-3.5
Total	4922.1	5081.6	3.2

Fuente XM. Com. Informe Ejecutivo mayo 2012

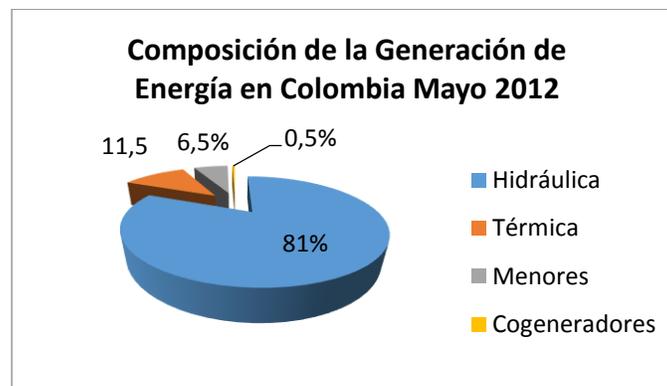


Figura 1.2. Composición de la generación en Colombia a mayo de 2012

Fuente XM.com. Informe ejecutivo mayo 2012 [48]

A pesar de las significativas ventajas que posee la cogeneración como esquema energético, los niveles de inclusión de esta tecnología en la industria siguen siendo muy bajo. El *National Renewable Energy Laboratory* (NREL, 2000) [49] sugiere que los requerimientos legales para la utilización de CHP imponen una barrera muy difícil para el sector industrial. (Mueller, 2006) [35], asegura que la decisión de adquisición o no de una CHP, está fuertemente influenciada, en primer lugar, por la

rentabilidad en los ahorros de energía programados y lugar segundo, la imposición de normativas legales complejas, marcan al final la adopción de la tecnología CHP para cogeneración.

Un sistema de trigeneración convencional, consta de la Unidad de Generación Eléctrica y la unidad de recuperación de calor de los gases de escape y a partir de allí, se pueden derivar corrientes de vapor para generación de electricidad, calentar agua y activar un chiller activado térmicamente (véase Figura 1.3). Es decir, al igual que en la cogeneración, se aprovechan la energía de los gases de escape para producir una forma adicional de energía útil, pero y a diferencia del primero, se suma la producción de una capacidad de enfriamiento mediante la utilización de un chiller eléctrico o de absorción. De esta manera, el esquema de trigeneración, puede satisfacer las tres demandas de formas de energía a partir de una fuente única de energía primaria, lo que en consecuencia aumenta ostensiblemente la eficiencia total del ciclo como lo asegura (Tozer, 1996) [50].

Los sistemas de trigeneración, es decir, los sistemas de producción de electricidad, calor y refrigeración a partir de una fuente de energía primaria (Sulaiman, 2010) [51], se han convertido en una solución de avanzada frente a las dificultades que presentan los sistemas de cogeneración; en lo que tiene que ver con el mejoramiento de las eficiencias totales de los ciclos, que pueden alcanzar valores entre el 60 y 89% (Wu, 2006) [52] (y por tanto, ahorro de combustible asociado (Hernández- Santoyo, 2003) [53]), la reducción de gases contaminantes (Fumo, 2008) [54] y la alta confiabilidad de este tipo de producción distribuida frente a la centralizada (Alanne, 2006) [55]. Por tanto, la trigeneración se ha convertido en una alternativa que además de la generación eléctrica, se ha usado para acondicionamiento de aire (Tozer, 1996) [56]; lo que permite lograr mayores eficiencias y menores impactos ambientales que la cogeneración. La instalación de una planta de trigeneración puede lograr una eficiencia 50% mayor que la lograda en cogeneración para planta de tamaño similar (Hernández- Santoyo, 2003) [57].

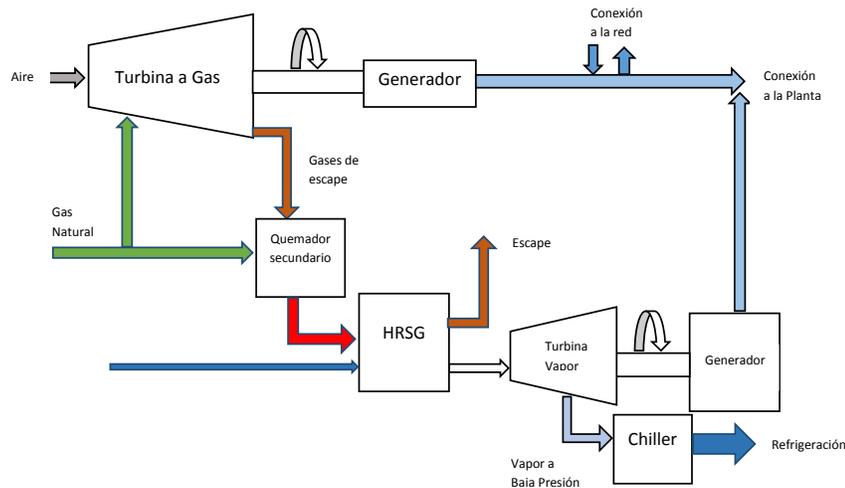


Figura 1.3. Esquema de trigeneración con turbina a Gas y Turbina a Vapor y Chiller.

Sin embargo, (Colonna, 2003) [58], aseguran que la más compleja configuración de turbinas a gas con recuperación de calor a dos niveles de temperatura no tiene ventajas prácticas frente a los motores de combustión interna, cuando de producción eléctrica se refiere, en un rango de capacidad específico. Sin embargo, el uso de turbinas a gas permite tener mayor capacidad de refrigeración. El balance entre las capacidades de refrigeración y potencia eléctrica, además de consideraciones sobre el mantenimiento y modularidad son los factores determinantes en un análisis termoeconómico.

Las amplias y bien diferenciadas aplicaciones de la trigeneración, permiten a estos sistemas CHCP (Combined Heating, Cooling and Power, por sus siglas en inglés) satisfacer distintas demandas desde agua caliente, energía eléctrica, frío o calor en espacios de edificios domésticos o comerciales. Las ventajas de la trigeneración, comparadas con otras tecnologías de generación de potencia, son (Angrisani, 2004) [59]:

- Ahorro en Energía Primaria
- Uso más eficiente el combustible.
- Menor emisión de gases contaminantes

- Mayor seguridad en la generación de energía eléctrica
- Impacto económico positivo
- Posibilidad de un uso en el tiempo más largo con retornos de inversión más rápidos

En adición, la utilización de gas natural como combustible permite el uso de una amplia gama de tecnologías que, en conjunción con el sistema generador de potencia, otorgan la posibilidad de instalar sistemas integrados energéticamente que a la larga aumentan la eficiencia termodinámica y mayor beneficio económico (Lozano, 2005) [60].

Aunque en los países industrializados, las políticas gubernamentales apuntan a la cogeneración y trigeneración (Lozano, 2004) [61] como alternativas para el aprovechamiento más eficiente de la energía, en los países latinoamericanos, en especial Colombia apenas se están haciendo pequeños esfuerzos dirigidos a facilitar el ingreso de estas tecnologías al país.

La disponibilidad de nuevas tecnologías para la creación de sistemas energéticamente integrados de trigeneración hace complicado decidir cuáles son las más adecuadas para satisfacer la demanda de cada caso particular. Una breve revisión de configuraciones usadas por investigadores puede ser leída a continuación.

(Hernández y otros, 2003) [57], compararon el rendimiento de una planta de cogeneración de Turbina a Gas con recuperación de calor y turbina de vapor (ciclo combinado) con un sistema de Trigeneración en el que, mediante un Chiller de Absorción, se deshumidificó el aire de entrada a la etapa de compresión de la Turbina de Gas, con resultados significativos en ahorro de combustible y mayor energía eléctrica producida en comparación con la configuración estándar.

(Kong y otros, 2005) [62], usan una configuración de cogeneración con Motor a Gas de pequeña potencia, y Chiller de absorción y adsorción, para aprovechar la energía térmica de los gases de escape en forma de Calor o para enfriar espacios, de acuerdo a la estación del año. En su diseño experimental, se obtuvo una eficiencia térmica y eléctrica global superior al 70%. En comparación con los CHCP de gran escala, los micro CHCP en su módulo de enfriamiento muestran mejor desempeño y ahorran más energía primaria que los sistemas convencionales independientes.

(Chen y otros, 2012) [63], estudiaron termodinámicamente una planta CHCP bajo carga parcial frente al desempeño a carga completa. La planta estaba constituida por una Turbina a Gas de pequeña escala, un Chiller de absorción de doble efecto

activado térmicamente y un intercambiador de calor. La turbina generaba la potencia eléctrica y sus gases de escape se derivan al Chiller para acondicionamiento de aire y el calor residual de Chiller se recuperaba con el intercambiador de calor para generar agua caliente. Concluyeron que una planta CHCP no siempre ahorra energía primaria, sobre todo cuando se trabaja a menos del 30% de la carga nominal; que la mayor destrucción de energía se produce en el combustor de la turbina y que para cualquier carga parcial la emisión de gases contaminantes es menor que su contraparte convencional.

(Maraver y otros, 2008) [64], optimizaron un sistema de trigeneración que consistió en una Caldera de Biomasa, un Ciclo Rankine Orgánico y un Chiller de Absorción de efecto simple. El Ciclo Rankine Orgánico permite generar potencia y calor combinados para aplicaciones de baja temperaturas y La Caldera de Biomasa es la encargada de convertir en energía útil la energía química de la biomasa disponible. En este arreglo de la planta de trigeneración, concluyen, se incrementa sensiblemente los costos de inversión, pero a su vez ofrece mayor flexibilidad para ajustar los equipos a las variables y complejas necesidades energéticas de determinada aplicación.

(Wagner y otros, 2009) [65], describen el proceso de instalación y operación de un sistema CHCP, usando como CHP cuatro microturbinas, un Chiller de Absorción de doble efecto activado térmicamente. El sistema funcionó durante el 94% del año, mostrando eficiencias instantáneas durante los meses cálidos del orden del 80%. Sin embargo, la poca demanda durante los meses de invierno llevó al sistema de generación a un desempeño global cercano al 54%. El sistema se mostró confiable durante el tiempo de operación con significativos ahorros en combustible y en emisiones al ambiente.

(Saadawy y otros, 2009) [66], propusieron un proceso de trigeneración, donde además de la potencia eléctrica, una unidad de desalinización y energía adicional para calentar o enfriar. Una Turbina a Gas provee la potencia eléctrica, mientras que sus gases de escape alimentan un evaporador o generador de vapor que combina el ciclo de la turbina a gas con el ciclo de desalinización de agua. Los autores no especifican qué dispositivo se usa para aprovechar aún más el calor de desecho. Sin embargo, estiman que la planta alcanza eficiencias de cogeneración entre el 72 al 76% y en trigeneración cercanas al 93%.

(Bruno y otros, 2009) [67], compararon una planta de trigeneración que constaba de distintos Chiller de absorción y una turbina a gas alimentada de biogás proveniente de una planta de tratamiento de aguas residuales frente a los equipos convencionales de la planta. El agua enfriada es usada para condensar el vapor de

agua mezclada en el biogás que entra al combustor y para enfriar el aire de combustión usado en la turbina o para suplir cualquier necesidad de acondicionamiento de aire en el edificio. La integración energética se puso de manifiesto usando dos configuraciones. La primera, los gases de escape de la Turbina son llevados a un intercambiador para producir agua caliente que activa el Chiller de absorción de efecto simple y alimentar los biodigestores. La segunda configuración, conduce parte de los gases de escape al Chiller de Absorción (para este caso, Agua-LiBr o Agua-amoniaco) y el resto se usa para producir agua caliente para los biodigestores u otra carga térmica. Concluyeron que las mejores configuraciones, son aquellas que reemplazan completamente el sistema de generación existente por uno de trigeneración que use todo el biogás disponible y gas natural adicional que complemente la demanda total de calor de la industria. La mejor opción detectada para este caso fue la Turbina a gas con Chiller de Absorción de doble efecto.

Las variaciones de las demandas de energía térmica y/o refrigeración debido a cambios estacionales a lo largo del tiempo, implica la selección meticulosa de equipos en operación óptima, para cada estructura candidata hora por hora durante el año, que debe abordarse desde modelos matemáticos de optimización lineal (Lozano, 2000), (Lozano, 2001), (Horii, 1987) [68] [69] [44].

1.3. Métodos energéticos, exergéticos, económicos y ambientales de sistemas de trigeneración.

1.3.1. Unidades generadoras de potencia y sistemas de enfriamiento.

Normalmente la salida de las unidades generadoras de potencia, es movimiento rotacional, por lo que los dispositivos más usados son los Motores y Turbinas a Gas, que conectados a un generador eléctrico, forman un Turbogruppo. Sin embargo, para los propósitos de sistemas de Trigeneración, los dispositivos CCHP, pueden usar unidades generadoras de otros tipos como Turbinas a Vapor, Microturbinas, Motores Stirling o celdas de combustible, entre otros (Liu, 2012) [43].

1.3.1.1. Alternativas de generación con turbinas a gas

Las turbinas a gas son muy utilizadas en sistemas de trigeneración por los gases de escape de alta calidad resultantes de su operación, que posibilitan el uso de sistemas de integración energéticos, tales como Turbinas de Vapor (en ciclo combinado), Chiller de absorción (que pueden usarse para climatizar espacios o disminuir la temperatura del aire en la admisión del compresor de la Turbina a gas) o intercambiadores de calor para efectuar procesos de calentamiento, secado o extracción de humedad. Los ahorros en energía primaria usando la integración energética son muy significativos, así como los ahorros en contaminación ambiental debido al incremento de la eficiencia global del sistema integrado para turbinas a Gas con potencia nominal mayor a 1 MW.

En los sistemas CHP y CCHP, la proporción Electricidad a calor y la habilidad de usar eficientemente varios tipos de combustible, así como los costos de inversión, el costo de los combustibles, los costos de la electricidad y del calor, así como los costos de mantenimiento deben hacer parte del análisis en la selección de los dispositivos que mejor se ajusten al caso particular. La Tabla 1.3 muestra el desempeño de varios dispositivos usados como unidades generadoras de potencia.

Tabla 1.3. Comparación de eficiencias de Unidades Generadoras de Potencia.

Unidad Generadora de Potencia	Combustible	Eficiencia Eléctrica	Calor Recuperable	Eficiencia CHP	Razón Calor a Electricidad
Caldera + Turbina a Vapor	Gas Natural, Carbón, Biomasa, Fuel Oil	10 – 15%	45 – 65% Vapor de Baja Calidad	65 – 80%	4.3
Turbina a Gas	Gas Natural, Biogás	15 – 25%	45 – 55% 600°F exhosto	60- 80%	2.8
Motor Combustión Interna. Compresión	Diesel, Biodiesel	30- 40%	15- 20% 190°F refrigerante 15-20% 900°F exhosto	60 – 80%	1.6
Motor Combustión Interna. Compresión	Gasolina, Gas Natural	20 – 30%	15- 20% 190°F refrigerante 15-20% 900°F exhosto	50 – 80%	2.0

Fuente: Tomado de (Betz, 2009) [70]

1.3.1.1. Dispositivos de refrigeración usados en trigeneración. Chiller de Absorción

Chiller De Absorción

Los sistemas de absorción usan energía térmica para producir refrigeración o calentamiento o elevar la temperatura del calor de desecho. El Bromuro de Litio LiBr acuoso es usado normalmente para absorber el refrigerante, el vapor de agua y provee un mayor coeficiente de desempeño. Los Chiller de absorción tienen la ventaja de usar gas y no estar afectados por demandas eléctricas pico, además, pueden usarse en combinación con Chiller eléctricos para que estos últimos provean la demanda de refrigeración base y los de absorción la posible demanda de horas pico.

Tipos de sistemas de Absorción.

Los sistemas de absorción actuales pueden dividirse en:

- Chiller de Absorción que usan la energía térmica para refrigerar espacios.
- Chiller de Absorción – Calentadores que proveen enfriamiento o calentamiento.
- Bombas de Calor por Absorción que toman el calor del evaporador, lo suma al calor de entrada del generador y se usan para calentar agua.

Ciclo De Absorción De Efecto Simple.

Un ciclo de absorción de efecto simple que usa agua- bromuro de litio como fluido de trabajo (Douglas, 1998) [71] se muestra en la Figura 1.4. Los componentes mayores están nombrados y los puntos de estado en las líneas de conexión están señalados con números.

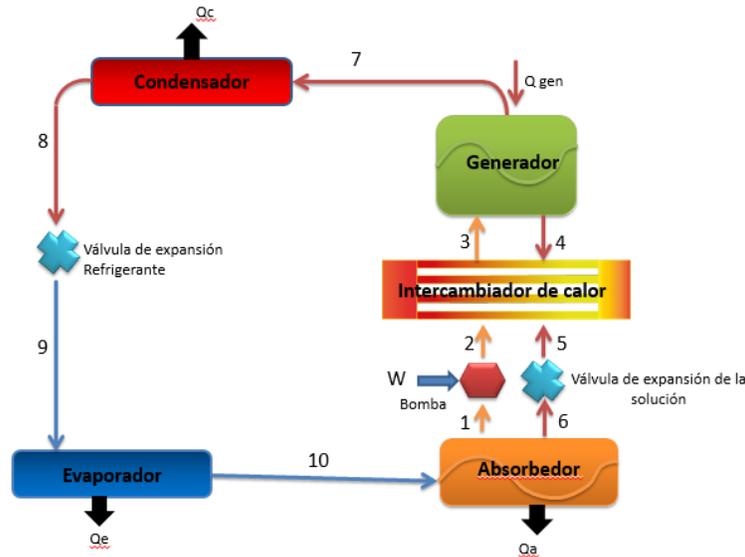


Figura 1.4. Diagrama esquemático de un Chiller por absorción

A. Análisis de flujos másicos

El flujo másico neto en cada componente debe ser cero en el estado estable. Si se asume que no hay reacciones químicas entre el bromuro de litio y el agua, el flujo másico en cada una de las especies dentro de cada componente debe ser cero (Herold, 1995) [72]. Como ejemplo se puede considerar el balance de masas en el desorbedor se puede escribir:

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad \text{Ecuación 1.1}$$

El balance en las especies de bromuro de litio, asumiendo que el vapor que abandona el desorbedor tiene cero contenido de sales es:

$$m_3 x_3 = m_4 x_4 \quad \text{Ecuación 1.2}$$

El balance de masas en el agua puede ser obtenido por la expresión.

$$m_3(1 - x_3) = m_4(1 - x_4) + m_7 \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Similares procedimientos pueden realizarse a otros componentes pues la continuidad en la masa es condición que se satisface en todos ellos.

Un parámetro de flujo másico que puede ser útil es la tasa de circulación de solución, que se define como:

$$f = \frac{m_3}{m_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad \text{Ecuación 1.4}$$

Que muestra que la tasa de flujo líquido a través de la bomba es f veces la tasa de flujo de vapor que sale del desorbedor.

B. Estados termodinámicos dentro del ciclo

En la Figura 1.4 se muestran distintos puntos en estado estable. Tres de ellos son líquido saturado (1,4 y 8), uno es vapor saturado (10), tres son líquido subenfriado (2, 3 y 5), uno es vapor supercalentado (7) y dos están en fases líquido – vapor (6 y 9).

Para simplificar el modelado, se asume la calidad del vapor se asume en cuatro puntos del ciclo: los tres puntos de estado de líquido saturado y de vapor saturado. En máquinas reales, las condiciones en estos puntos no son exactamente saturadas, pues se requiere una diferencia de potencial finita para dar lugar al proceso de transferencia. Esta hipótesis sugeriría que no hay una diferencia de potencial a la salida del fluido, lo que no existe en realidad pero no introduce un error grande en los cálculos en los ciclos de primer orden.

El punto 7, salida del vapor del desorber se especifica como vapor de agua supercalentada bajo el supuesto que es agua pura. Sin embargo, es posible ver el vapor como un sistema de dos fases donde la solución en el desorber esta en fase líquida. Desde esta perspectiva, el vapor está saturado. Entonces es posible generalizar la hipótesis acerca de que en los estados de salida del fluido de trabajo de cada componente se tienen condiciones de solución saturada.

Los estados de salida (6 y 9) de la válvula de expansión están determinados por la aplicación de un balance de energía la válvula asumiendo una expansión adiabática.

En estos puntos, es importante computar la calidad del vapor para determinar la cantidad de vapor que se condensa mientras la expansión ocurre. Por los sustanciales cambios en volumen que ocurren a baja presión el gas que se condensa impacta significativamente el diseño del dispositivo de expansión del refrigerante.

La caída de temperatura a través de las válvulas de expansión ocurre debido a la alta energía interna en comparación con el líquido, así que debe sustraerse energía del líquido para conducir un cambio de fase.

C. Análisis de balance de energía

El balance de energía en el evaporador está expresado por:

$$Q_e = m_{10}h_{10} - m_9h_9 \quad \text{Ecuación 1.5}$$

En el condensador, el balance da

$$Q_c = m_7h_7 - m_8h_8 \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Un balance de energía en el desorbedor puede ser escrito como:

$$Q_d = m_7h_7 + m_4h_4 - m_3h_3 \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Y en el Absorbedor:

$$Q_c = m_{10}h_{10} + m_6h_6 - m_1h_1 \quad \text{Ecuación 1.8}$$

El balance de energía en el lado caliente del intercambiador de calor se puede escribir:

$$Q_{shx-h} = m_4h_4 - m_5h_5 \quad \text{Ecuación 1.9}$$

El balance de energía en el lado frío del intercambiador de calor de la solución es

$$Q_{shx-c} = m_3h_3 - m_2h_2 \quad \text{Ecuación 1.10}$$

El balance de energía total del intercambiador de calor de la solución se satisface si $Q_{shx-h} = Q_{shx-c}$

El balance de energía de la bomba, asumiendo una bomba isoentrópica, es:

$$W = m_2h_2 - m_1h_1 \quad \text{Ecuación 1.11}$$

El coeficiente de desempeño puede ser calculado como:

$$COP_R = \frac{Q_e}{Q_d} \quad \text{Ecuación 1.12}$$

El coeficiente de desempeño para calentamiento del dispositivo se puede calcular como:

$$COP_R = \frac{Q_d + Q_e}{Q_d} = 1 + COP_R \quad \text{Ecuación 1.13}$$

La composición de una solución está dada por la fracción másica X de sus componentes. La fracción másica de una solución de agua – bromuro de litio es:

$$X = \frac{m_l}{m_l + m_w} \quad \text{Ecuación 1.14}$$

Donde m_l es la masa de bromuro de litio en la solución y m_w es la masa de agua en la solución.

Si una solución acuosa de bromuro de litio se forma por procesos isotérmicos, su entalpía específica h se puede expresar mediante la expresión:

$$h = (1 - X)h_w + Xh_l + \Delta h_i \quad \text{Ecuación 1.15}$$

Donde h_w y h_l son las entalpías específicas del agua y del bromuro de litio respectivamente.

Una formulación matemática sobre los chillers de absorción de doble efecto se puede mirar en el Anexo A1 Chiller de Absorción de doble efecto.

1.3.2. Análisis energético, exergético y económico de una turbina a gas con enfriamiento de aire a la entrada del compresor.

La presente metodología se basa en los documentos presentados por (Jassim y otros, 2012) [73] en la cual plantean las ecuaciones de una turbina a gas con ciclo abierto acoplado a un chiller por compresión que se encarga de enfriar el aire que admite el compresor, con el propósito de mejorar el desempeño de la potencia entregada por la turbina.

1.4. Métodos modernos de aumento de potencia en plantas con turbinas a gas.

Las turbinas a gas son ampliamente usadas para generación de potencia en todo el mundo. En lugares con climas calientes y secos, la potencia de salida de las turbinas se reduce dramáticamente por la reducción del flujo másico de aire que entra al

compresor de la misma (Basha, 2012) [74]. Enfriar el aire en la admisión del compresor de la turbina, incrementa la densidad y el flujo másico del aire lo que modificará la potencia y la eficiencia de la planta. Existen diferentes tecnologías para el enfriamiento del aire en la entrada del compresor: Niebla de alta presión, Enfriamiento con Chiller por compresión o absorción, Evaporativo, inyección de vapor, inyección de aire húmedo, entre otros. En este apartado se revisarán las técnicas de enfriamiento evaporativo, niebla de alta presión y compresión húmeda.

1.4.1. Enfriamiento Evaporativo

La salida de potencia de las turbinas a gas está fuertemente influenciada por las condiciones ambientales, específicamente por la temperatura. La potencia de salida puede caer de 0.5 a 0.9 % por cada 1°C que aumente la temperatura ambiente aunado a un incremento del Heat Rate cercano al 5% (Chaker, 2013) [75].

Esta pérdida de potencia y de eficiencia puede ser recuperada usando el enfriamiento evaporativo, como una opción económica y simple, que tiene como principio termodinámico fundamental que, al rociar agua en el ducto que lleva aire a la admisión del compresor, se evaporará y enfriará el aire de la corriente debido a los calores latentes de vaporización.

La demanda de aumento en la potencia de salida de turbinas durante los tiempos de altas temperaturas ambientales, ha incrementado el uso del enfriamiento evaporativo como medio para obtener recuperaciones razonables de potencia y eficiencia en las planta generadoras, a pesar del cuidado que debe tenerse a la hora de implementar este mecanismo en zonas con altas humedades relativas y altas temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo (Chaker, 2013) [75].

1.4.2. Niebla de alta presión

La técnica denominada Niebla a alta presión consiste en colocar agua atomizada dentro de la entrada del compresor de la turbina. La niebla es generada forzando al agua a pasar a través de diminutos orificios en un arreglo mediante altas presiones, en el ducto que lleva aire a la entrada del compresor de la turbina. La cantidad de agua así inyectada supera la cantidad que se puede evaporar bajo condiciones ambientales específicas por lo que pequeñas gotas de agua entran al compresor (Chaker, 2002) [76] (Chaker, 2002) [77].

La cantidad deseada de niebla no evaporada es llevada con la corriente de aire al compresor, donde se evapora y reduce el efecto de inter enfriamiento, resultando en la reducción en el trabajo del compresor y en el aumento significativo de la potencia de la planta (Chaker, 2002) [77].

1.4.3. Compresión húmeda

La compresión húmeda es un proceso en el cual gotas de agua son inyectadas dentro del aire de admisión comprimido y permite ser llevado al compresor, a medida que el agua se evapora en las primeras etapas del compresor, se reduce la temperatura del aire y por tanto, la cantidad de trabajo que debe realizar el compresor (Sanjeev, 2002) [78].

Se ha establecido experimentalmente que existe disminución en la temperatura de salida del compresor y en el trabajo de compresión y se ha demostrado el incremento en la salida de la turbina (Chaker, 2013) [75] (Deneve, 2005) [79].

(Kang y otros, 2006), provee un análisis termodinámico y aerodinámico sobre la compresión húmeda en una microturbina con compresor centrífugo. Encontraron que el parámetro que más influencia tiene en el desempeño del sistema de enfriamiento por compresión húmeda es la tasa de evaporación de las gotas de agua, de modo que la temperatura de salida del compresor y el trabajo de compresión disminuyen a medida que aumenta la tasa de evaporación [80]

1.5. Modelo de cálculos económicos para sistemas de trigeneración

El sistema existente y de trigeneración propuesto por (Sevilgen, 2011) [81] se muestra en la Figura 1.5. En éste sistema, la demanda de energía eléctrica se satisface con energía comprada en la red de distribución, la demanda de calor es suministrada con una caldera a gas natural y la demanda de acondicionamiento de aire se suministra con equipos eléctricos.

En este análisis, los precios de la energía eléctrica y de calor de un año típico son escritos en el modelo. Luego, el sistema de trigeneración se establece en el modelo considerando el mínimo y el máximo de la demanda de energía. Los valores de la eficiencia térmica, la razón electricidad a calor, y el COP que son dependientes de la clase y de la carga de los sistemas de trigeneración evaluados son incluidos en

el modelo, que finalmente determina la capacidad eléctrica y de calor. La modelación de la capacidad de enfriamiento se determina entre la mínima y la máxima carga con el objeto de definir la distribución de la capacidad térmica en propósitos de enfriamiento o calentamiento.

El modelo cambia la capacidad de enfriamiento para minimizar el valor económico de las formas de energía, que no puede ser suministrada con el sistema de trigeneración. De esta forma, la energía rechazada se distribuye en propósitos de calentamiento y enfriamiento. El modelo calcula los costos en función de estas capacidades de energía y la capacidad del sistema de trigeneración que maximiza la utilidad neta.

Primero, el modelo determina los costos operacionales del sistema existente dependiendo de las demandas de energía. El costo operacional en términos del costo por hora, está dado por la expresión (Sevilgen, 2011) [81]

$$C_1 = E_T f_e + Q_T f_y \frac{1}{\eta_k} + S_T f_e \frac{1}{COP} \quad (\$/h) \quad \text{Ecuación 1.16}$$

Donde

C_1 , Es el costo operacional,

E_T , es la demanda de electricidad,

Q_T es la demanda de calor

S_T , es la demanda de enfriamiento

f_e, f_y son los precios de la energía eléctrica y el combustible,

η_k es la eficiencia de la caldera

COP es el coeficiente de desempeño del equipo de refrigeración.

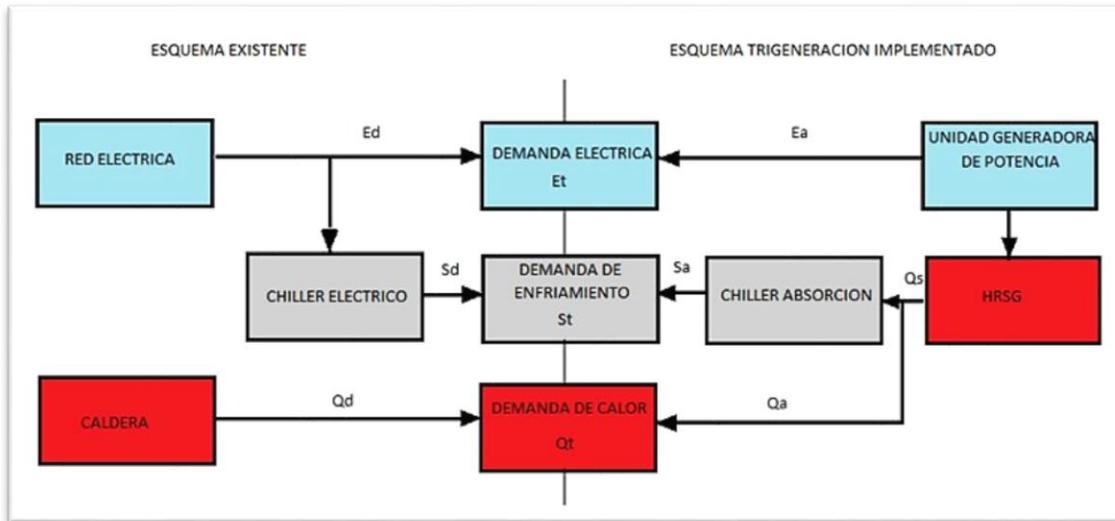


Figura 1.5. Satisfacción de demandas energéticas para los esquemas actuales y propuestos de trigeneración.

Fuente (Sevilgen, 2011) [81], modificado por el autor.

Los costos operacionales se incrementan por tres tipos de costos diferentes cuando un sistema de trigeneración se añade al sistema original, a saber: costos operacionales y de mantenimiento del sistema de trigeneración C_{TR} , electricidad suplementaria suministrada por el sistema existente C_{Ed} y costo del combustible suplementario C_{Qd} . Los costos totales operacionales y de mantenimiento C_2 de un sistema de trigeneración integrado en términos de costos por hora son

$$C_2 = C_{Qd} + C_{Ed} + C_{TR} \quad \$/h \quad \text{Ecuación 1.17}$$

Donde

C_2 , Costos totales operacionales y de mantenimiento

C_{Qd} , es el costo del combustible suplementario

C_{Ed} , es la electricidad suplementaria suministrada por el sistema existente

C_{TR} , son los costos operacionales y de mantenimiento del sistema de trigeneración

Los costos de combustible adicionales ocurren cuando la demanda de calor excede la capacidad del sistema de trigeneración. En ese caso, el costo del combustible suplementario es

$$C_{Qd} = \frac{(Q_T - Q_a)f_y}{LHV\eta_k} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

Donde

Q_T , es la demanda de calor,

Q_a , es la capacidad de calor entregada por el sistema de trigeneración

LHV , es el poder calorífico inferior.

Los costos de electricidad suplementaria ocurren cuando la demanda de energía E_T es mayor que la provista por el sistema de trigeneración, E_a . También, la diferencia de energía entre la capacidad entregada por el Chiller S_a y la demanda de frío S_T es suministrada por la red pública. Entonces

$$C_{Ed} = \left[(E_T - E_a) + \left(\frac{S_T - S_a}{COP} \right) \right] f_e \quad \text{Ecuación 1.19}$$

Donde:

E_T , es la demanda de energía

E_a , es la energía suministrada por sistema de trigeneración,

S_a es la capacidad entregada por el Chiller

S_T , es la demanda de frío

Los costos operacionales y de mantenimiento C_{TR} del sistema de trigeneración varían de acuerdo a las características técnicas del sistema. Por tanto, la satisfacción de la demanda eléctrica es el parámetro preponderante para la determinación de los costos del sistema cuyo principal objetivo es maximizar la rentabilidad neta. Por tanto, los costos del sistema de trigeneración, son

$$C_{TR} = E_a \frac{1}{\eta} f_y + E_a C_{OM} \quad \text{Ecuación 1.20}$$

Donde

η , es la eficiencia total del sistema de trigeneración

C_{OM} , son los costos operacionales y de mantenimiento del sistema de trigeneración

La cantidad de calor Q_a que puede ser generada por el sistema de trigeneración se calcula con ayuda de la razón electricidad a calor θ :

$$\theta = \frac{E_a}{Q_s} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

Donde

θ , es la razón electricidad a calor

Q_a , es la cantidad de calor que puede ser generada por el sistema de trigeneración

Q_s , es la capacidad térmica de refrigeración.

La capacidad térmica del sistema de trigeneración es la suma de la capacidad de calor Q_a y la capacidad de enfriamiento S_a del sistema de absorción

$$Q_s = Q_a + S_a \frac{1}{COP_{ab}} \quad \text{Ecuación 1.22}$$

Donde

COP_{ab} es el coeficiente de desempeño del chiller de absorción

S_a , es la capacidad del Chiller de Absorción

Para los autores (Sevilgen, 2011) [81], la distribución de la energía térmica para calentar y enfriar es fundamental. La hora de funcionamiento mínimo del chiller es la condición limitante para determinar esta distribución. Por tanto, si el sistema está por debajo de este mínimo, no hay capacidad de enfriamiento y su máxima capacidad es señalada por el límite superior de la capacidad del equipo. El parámetro decisivo es el costo total del suministro de electricidad y combustible adicional toda vez que la diferencia entre la demanda y el suministro de calor y frío se satisface del sistema existente.

$$C_D = C_{Ed} + C_{Qd} \quad \text{Ecuación 1.23}$$

Finalmente, los costos del sistema existente y del sistema de trigeneración propuesto son calculados anualmente considerando costos por hora y las diferencias entre estos dos escenarios otorga el ahorro anual, y por tanto el Valor Presente Neto en el periodo de vida útil de los dispositivos puede ser calculado.



CAPITULO 2. METODOLOGÍAS DE INVESTIGACIÓN

2. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION

2.1. Descripción de la instalación experimental

La descripción de los procesos de fabricación de baterías Ácido Plomo en forma más detallada se muestra en el Anexo A2, Fabricación de baterías ácido Plomo.

2.1.1. Descripción de la Planta

El proceso de Fabricación de Baterías de Acido - Plomo de la Planta Industrial estudiada se divide en diferentes áreas, a saber:

- Área Equipo de óxido. En ésta área se lleva a cabo la producción de óxido de plomo, la construcción de las rejillas, mezclado con elementos aleantes y empastado de rejillas, así como su secado y curado.
- Área de expandido de Placas negativas. Diversos equipos producen cinta de plomo, la cortan, forman rejillas, mezclan y empastan las rejillas, para por último, curar y secar cada elemento.

- Área de Ensamble de Baterías. En esta área, se construyen las baterías a partir de sus partes constituyentes, se prueban si existen fugas, se sellan las placas y se efectúa la soldadura de las placas en conjuntos.
- Área de carga y acabado. Aquí se efectúa el llenado y nivelado de las baterías, así como su lavado industrial. Las mesas de carga son las encargadas de iniciar el proceso de carga eléctrica de cada unidad.
- Área de preparación de ácidos. En esta área se almacenan y preparan el ácido requerido para la fabricación de baterías.
- Área de equipos Perimetrales. Aunque estos equipos no están en un mismo espacio físico, están constituidos por los equipos de compresión de aire, equipo de Osmosis, planta de Tratamientos de Aguas Residuales y colectores de polvos.
- Área de investigación e innovación tecnológica. Laboratorios eléctricos y químicos lideran permanentemente investigaciones aplicadas para el mejoramiento del desempeño de las baterías.

2.1.2. Descripción de procesos de principales usos de la energía

La Planta necesita purificar el plomo que se le suministra por terceros (así como el plomo recuperado) a valores cercanos al 99,9%, por lo que tiene estipulados procedimientos para que en un crisol de 30 Ton, mostrado en la Figura 2.1 y en la Figura 2.2, se muestra el proceso que se lleva a cabo para la adición de sustancias químicas que extraen azufre, cobre y otros elementos del plomo. El plomo fundido de alta pureza se lleva a la lingotera que lo solidifica en lingotes de 25kg cada uno.



Figura 2.1. Crisol de 30 toneladas para fundición y refinación de plomo
Fuente: Planta Industrial

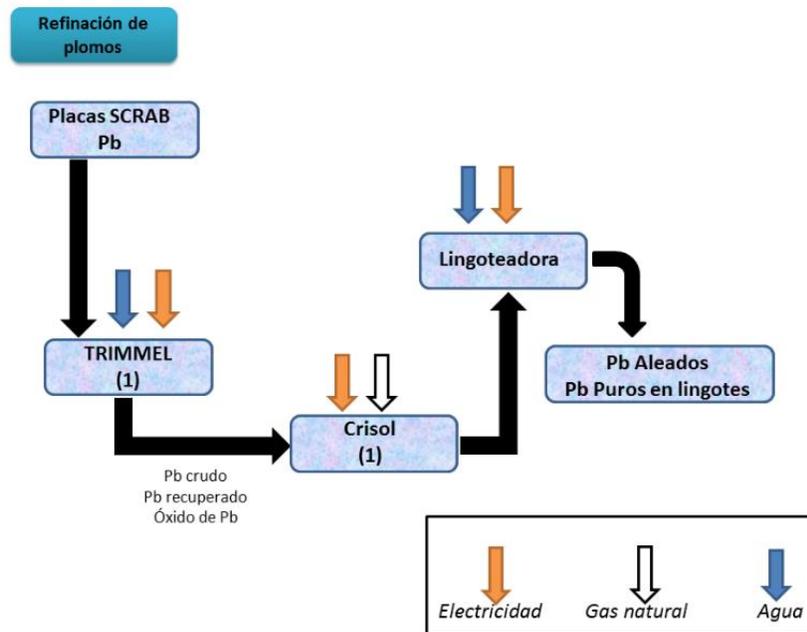


Figura 2.2. Diagrama de proceso para la refinación de plomo en la Planta Industrial
Fuente: Planta Industrial

En el área de Equipo de Óxido, como se muestra en la Figura 2.3, el plomo puro se coloca en crisoles de Gas Natural para su fundición. El plomo fundido es llevado a un reactor donde se combina con oxígeno para producir Óxido de Plomo, mostrado en la Figura 2.4. El reactor mantiene la temperatura adecuada para que las reacciones químicas se den correctamente, por lo que el clasificador garantiza que

sólo óxido de plomo pase al ciclón. Ya en el ciclón, que usa aire turbulento para extraer el óxido de plomo y llevarlo hasta el Contenedor. De allí pasa al silo de almacenamiento, desde donde se lleva a las mezcladoras para su procesamiento.

En la planta, las máquinas rejilladoras usan gas natural, agua y electricidad para cumplir su cometido. El Gas Natural se usa para fundir el plomo puro en pequeños crisoles anexos a ellas, de donde es llevado a unos inyectores que descargan la cantidad exacta de plomo líquido en moldes o dados. Con agua se enfría el molde, hasta que se solidifica el plomo, y se transporta con banda hasta un troquel que corta la rejilla en las dimensiones requeridas, eliminando rebabas o excesos.

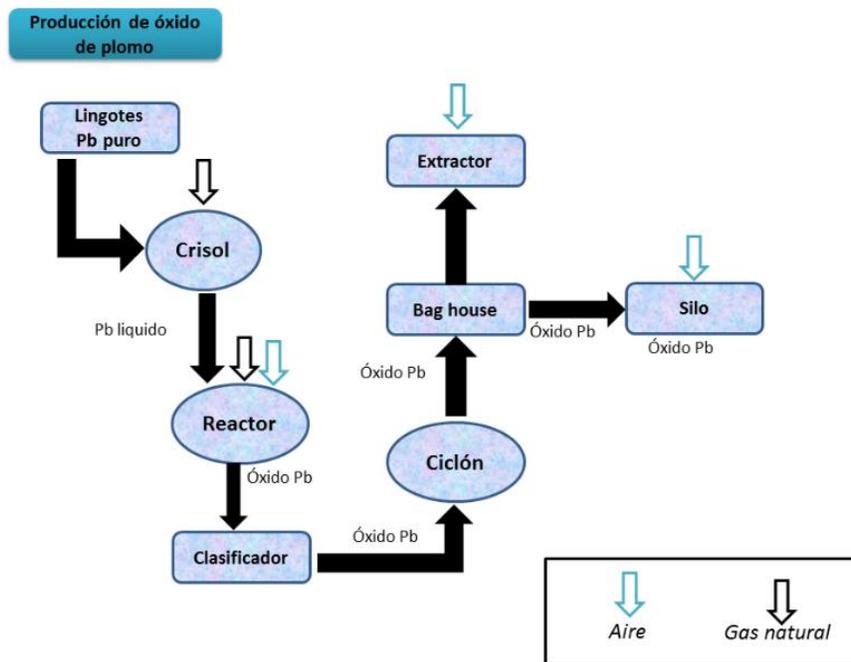


Figura 2.3. Producción de Oxido de Plomo

Fuente: Planta Industrial



Figura 2.4. Reactor para producción de óxido de plomo
Fuente: Planta Industrial

Las rejillas son llevadas a la máquina empastadora en la cual la pasta, proveniente de la mezcladora, se adhiere mecánicamente a las primeras. La pasta debe tener una humedad específica y consistencia para poder ser adherida a la rejilla. Parte del exceso de humedad se retira de la rejilla empastada al colocarlas en el túnel de secado de la máquina, que genera calor a través de la quema de Gas Natural.

Después de retirar el exceso de humedad, las rejillas empastadas y con poca humedad se llevan a los cuartos de curado, donde se busca la formación de estructuras cristalinas específicas que garanticen las densidades de energía requeridas, manipulando variables de proceso como temperatura, humedad y tiempo, según el proceso mostrado en la Figura 2.5 . El proceso de curado es exigente y determinante para lograr una batería de larga duración y puede tardar hasta 72 horas. Al salir de los cuartos de curado, se llevan a los cuartos de secado, donde la humedad remanente es retirada, como se muestra en la Figura 2.6.

Otra manera de construir rejillas en la Planta, es mediante la elaboración de cinta de plomo. Mediante un crisol, denominado Premelt, se lleva el plomo aleado a estado líquido y de allí es conducido a un Caster o embobinador que forma una cinta de plomo con espesor definido que es enfriado mediante de flujos de aire a temperatura ambiente, para luego ser enrollada y almacenada, según la Figura 2.7.

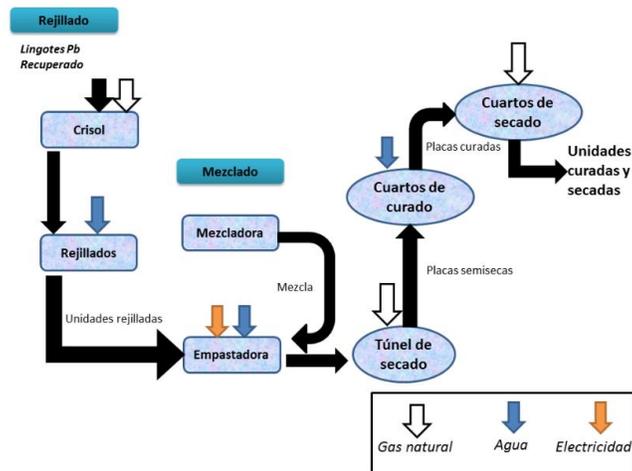


Figura 2.5. Rejillado, mezclado, empastado y curado de baterías de ácido plomo
Fuente: Planta Industrial



Figura 2.6. Cuarto de secado con las rejillas empastadas y curadas en su interior
Fuente: Planta Industrial

La cinta de Plomo pasa por una desembobinadora, desde donde es llevada a una máquina expansora, que primero introduce un corte (cuyo patrón lo decide la Planta) sobre la cinta y mecánicamente se expande, de modo que el Patrón escogido se hace visible. La cinta es cortada por cuchillas al final del recorrido, quedando rejillas individuales que servirán de soporte para la pasta positiva. Luego, las rejillas expandidas cortadas y empastadas siguen el mismo proceso que las demás rejillas, descritas en párrafos anteriores y en la Figura 2.8.

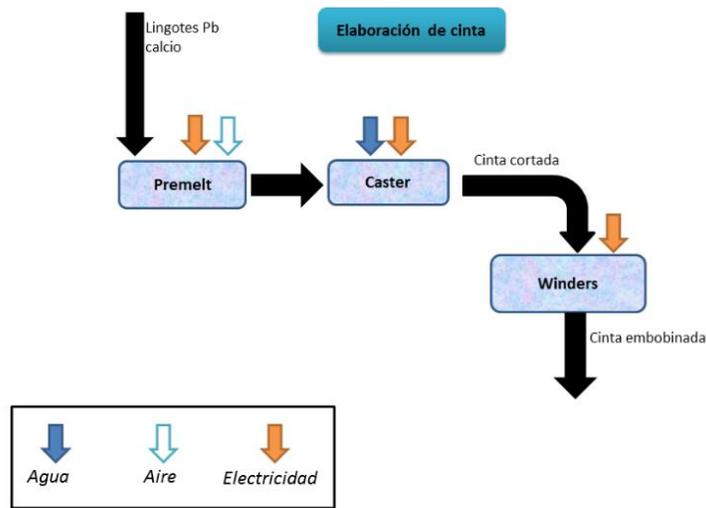


Figura 2.7. Diagrama de proceso de elaboración de cinta de plomo
Fuente: Planta Industrial

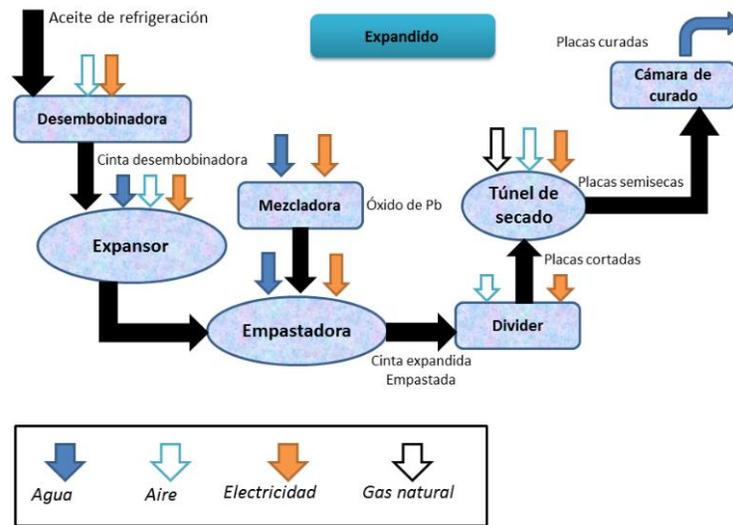


Figura 2.8. Diagrama de proceso de Expandido de cinta de plomo
Fuente: Planta Industrial

Para empezar el armado del tanque de la batería, es necesario realizar el pegado de las rejillas a los bornes, para formar los grupos. Para ello, plomo aleado fundido se llevan a la máquina denominada COS, donde las rejillas forman los grupos, sumergiendo las pestañas de cada una de ellas en el plomo líquido. Por otra parte, los demás elementos del tanque son añadidos en orden secuencial y llevado hasta el encajador COS, donde el cuerpo de la batería es completado. El tanque es

cerrado y sellado con pegamento especial. Se le prueba su hermeticidad y se queman los postes o bornes al cuerpo del tanque. La Figura 2.9 y Figura 2.10 muestra el encajado de los grupos de rejillas empastadas y curadas en el soporte plástico, lista para pasar a la última etapa de fabricación.

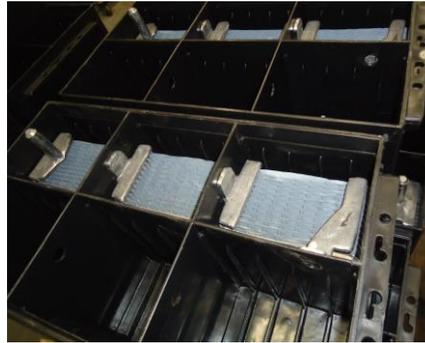


Figura 2.9. Encajado de baterías. Detalle unión en serie y paralelo de elementos
Fuente: Planta Industrial

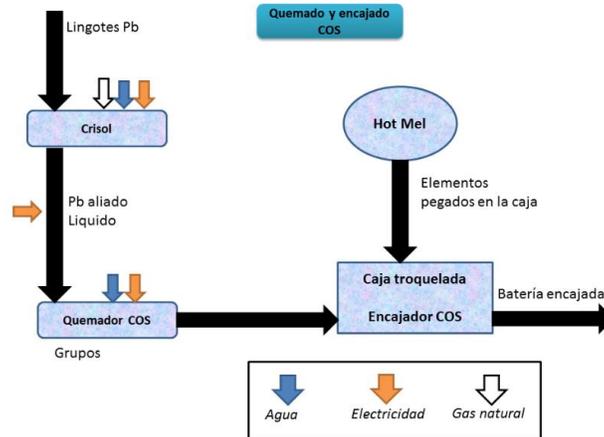


Figura 2.10. Diagrama de proceso del encajado y soldado de elementos de baterías
Fuente: Planta Industrial

Una vez el tanque de la batería esté sellado, pasa al dispositivo de llenado, donde se le añade Ácido Sulfúrico con concentración específica. La cantidad de ácido sulfúrico debe ser exacta para evitar mal funciones en el acumulador. Una vez comprobado el nivel de ácido, se llevan a las mesas de carga, donde se aplica una carga pulsante para iniciar las reacciones químicas que garantizarán el funcionamiento del acumulador.

Para terminar la construcción de los acumuladores, éstos son sometidos a un proceso de limpieza industrial, previamente revisado los estados de los sellos y el nivel de ácido en cada vaso del acumulador. Luego se prueba el estado de carga de cada una y por último se etiqueta, codifica y empaqa bajo ciertos parámetros de calidad de la Planta, según lo mostrado en la Figura 2.11.

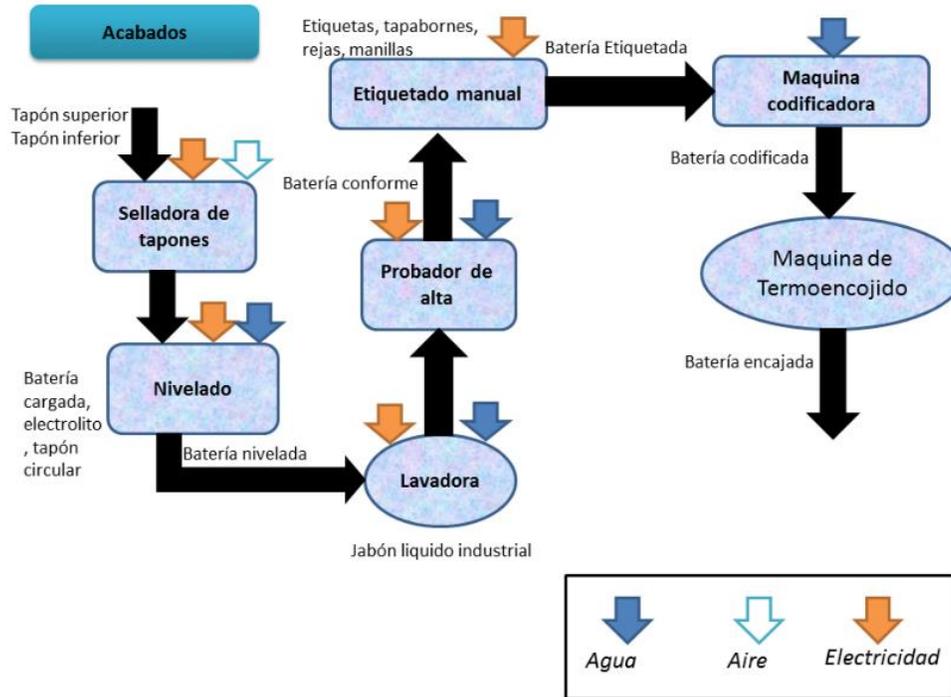


Figura 2.11. Diagrama de proceso de terminación de acabados de baterías.
Fuente: Planta Industrial

2.2. Gestión energética

Una de las actividades fundamentales de los procesos de gestión energética, es la caracterización de los usos significativos de la energía, que se logra a partir del estudio de los procesos de producción al interior de la planta. Los mayores consumidores de energía se identificaron por mediciones directas o indirectas en cada equipo consumidor y se tabuló por conjuntos de equipos. La información tabulada sirve para establecer los consumos y su participación en los consumos eléctricos frente a su área y frente al total.

Los modelos matemáticos lineales para la ecuación del Consumo versus Producción, puede escribirse:

$$E = mP + ENA \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde

E es el Consumo de energía primaria,

P es la producción asociada al consumidor,

m es la pendiente o consumo energético por unidad de producción

ENA es el Consumo No Asociado a la Producción.

El modelo matemático lineal para el Índice de Consumo, está dado por:

$$IC = \frac{E}{P} = m + \frac{ENA}{P} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

El índice de consumo es la energía por unidad producida en cada energético estudiado.

El punto crítico del Índice de consumo está dado por la segunda derivada del mismo, y está dado por la expresión:

$$\frac{d}{dP}(IC) = \frac{2*ENA}{P^3} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

El filtrado de datos consiste en hacer un análisis estadístico de los datos originales, calcular su desviación estándar y establecer, basados en el modelo matemático de los datos sin filtrar, un ancho de banda en el que los datos por fuera de él, deben ser separados y crear un nuevo modelo matemático lineal, denominado Línea Base. La desviación estándar se calculó usando la relación:

$$S_{E,P} = \sqrt{\frac{\sum E^2 - b \sum E - m \sum E * P}{n-2}} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Donde

E es el consumo energético de electricidad (o consumo de Gas natural)

P es la producción de baterías (o la cantidad de plomo procesado),

m y b son la pendiente y el término independiente de la ecuación del modelo lineal de los datos sin filtrar

n es el número de datos.

2.3. Medición de eficiencia térmica en hornos

El análisis de la eficiencia en los hornos de la planta se inició, con la medición de la temperatura superficial exterior de los hornos. Se usó un pirómetro de radiación infrarroja para establecer la temperatura promedio con el quemador encendido y apagado, de regiones de las superficies de los crisoles previamente establecidas.

Se estableció las pérdidas a través de las paredes por radiación y Convección usando la metodología descrita en la sección siguiente de este documento.

2.3.1. Análisis de pérdidas energéticas en Crisoles.

2.3.1.1. Pérdidas por Radiación

La fórmula usada para el cálculo de pérdidas por radiación es

$$Q_{RAD} = A\varepsilon\sigma(T_{Sup,Horno}^4 - T_{Otra\ sup,alrededor}^4) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde

A , es la superficie del horno

ε , es la emisividad

σ , la constante de Boltzmann

$T_{Sup,Horno}$, es la temperatura de la superficie del horno

$T_{ambiente}$, es la temperatura ambiental

2.3.1.2. Pérdidas por Convección

Para calcular el calor transferido por convección desde una pared del horno se tiene

$$Q_{conv} = A\bar{h}(T_{Sup,Horno} - T_{ambiente}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Donde

A es la superficie del horno

\bar{h} es el coeficiente global de transferencia de calor por convección.

a) Análisis del coeficiente de transferencia de calor por convección

La determinación del coeficiente global de transferencia de calor se realiza mediante correlaciones experimentales en función de algunas propiedades termofísicas, así como de condiciones específicas del fluido involucrado.

La viscosidad dinámica se obtiene por la relación (Rosehnow, 1998) [82].

$$\mu = \sum[B(N)T^N] \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Donde $B(N)$ son coeficientes del polinomio que pueden ser obtenidos de la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Coeficientes polinómicos para la viscosidad dinámica del aire

Rango de Temperatura: 250<T<600 K	Rango de Temperatura: 600<T<1050 K
Coeficientes	Coeficientes
B(0)=-9.8601 x10 ⁻¹	B(0)=4.8856745
B(1)=9.080125 x10 ⁻²	B(1)=5.43232 x10 ⁻²
B(2)=-1.17635575 x10 ⁻⁴	B(2)=-2,4261775 x 10 ⁻⁵
B(3)=1.2349703 x10 ⁻⁷	B(3)=7.9306 x10 ⁻⁹
B(4)=-5.7971299 x10 ⁻¹¹	B(4)=-1.10398 x10 ⁻¹²
B(5)=0.0	B(5)=0.0
B(6)=0.0	B(6)=0.0

Fuente: (Rosehnow, 1998) [82]

El calor específico C_p se calcula mediante el polinomio

$$C_p = \sum[A(N)T^N] \quad \text{Ecuación 2.8}$$

donde los coeficientes $A(N)$ de están dados en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Coeficientes polinómicos para la determinación del calor específico del aire.

Coeficientes
$A(0)=0.103409 \times 10^1$
$A(1)=-0.2848870 \times 10^{-3}$
$A(2)=0.7816818 \times 10^{-6}$
$A(3)=-0.4970786 \times 10^{-9}$
$A(4)=0.1077024 \times 10^{-12}$

Fuente: (Rosehnow, 1998) [82]

La Conductividad térmica k se calcula mediante la expresión:

$$k = \sum [C(N)T^N] \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Cuyos coeficientes $C(N)$ están dados por la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Coeficientes polinómicos para determinar la conductividad térmica del aire

Coeficientes
$C(0)=-2.276501 \times 10^{-3}$
$C(1)=1.2598485 \times 10^{-4}$
$C(2)=-1.4815235 \times 10^{-7}$
$C(3)=1.73550646 \times 10^{-10}$
$C(4)=-1.066657 \times 10^{-13}$
$C(5)=2.47663035 \times 10^{-17}$
$C(6)=0.0$

Fuente: (Rosehnow, 1998) [82]

El número de Prandtl se define como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{Velocidad de difusión de la cantidad de movimiento}}{\text{Velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde

C_p , es el calor específico

μ , es la viscosidad dinámica

k , es la conductividad térmica

El Número de Rayleigh es

$$Ra = Gr_x Pr = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T_{sup} - T_{\infty}) L^3 \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Donde

Gr_x es el número de Grashof

Pr es el número de Prandtl

g es la aceleración de la gravedad

L es la longitud

T_{sup} es la temperatura de la superficie de la pared

T_{∞} es la temperatura del fluido

ν es la viscosidad cinemática

β es el coeficiente de expansión térmica

α es la difusividad térmica.

b) Análisis de pérdidas por Convección en paredes cilíndricas verticales

Otras correlaciones se usan para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor por convección en secciones cilíndricas verticales (Kreit, 1999) [83], a saber

$$\bar{C}_p = \frac{0.671}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$$\overline{Nu} = \frac{0.9\xi Nu_p}{\ln(1+0.9\xi)} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde

$$Nu_p^T = \bar{C}_p Ra^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$Nu_p = \frac{2}{\ln\left(1 + \frac{2}{Nu_p^T}\right)} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$\xi = \frac{\frac{2L_c}{D}}{Nu_p^T} \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Donde

L_c es longitud característica

D es el diámetro del cilindro.

Por tanto, conocido \overline{Nu} y L_c se puede hallar el coeficiente global de transferencia de calor por convección mediante la relación

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L_c}{k_{aire}} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

c) Análisis de pérdidas por Convección en paredes esféricas.

El número de Nusselt para transferencia de calor para flujos completamente laminares y completamente turbulentos son denotados como Nu_l y Nu_t , respectivamente. El número de Nusselt, está dado entonces por (Kreit, 1999) [83]

$$Nu = \left((Nu_l)^m + (Nu_t)^m \right)^{\frac{1}{m}} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Donde

Nu_l , Número de Nusselt para transferencia de calor para flujos laminares

Nu_t , Número de Nusselt para transferencia de calor para flujos turbulentos

m , parámetro que depende de la forma y orientación del cuerpo

Para una esfera, $m = 6$ y

$$Nu_l = 2 + 0.878\overline{C}_l Ra^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

$$Nu_t = \bar{C}_t Ra^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Donde los valores de \bar{C}_t están dados por (Kreit, 1999) [83], en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. \bar{C}_t Para varias formas y Números de Prandtl.

Prandtl	0,01	0,022	0,10	0,71	2,0	6,0	50	100	2000
Cilindros horizontales	0,077	0,81	0,90	0,103	0,108	0,109	0,100	0,097	0,088
Esferas	0,074	0,078	0,088	0,104	0,110	0,111	0,101	0,97	0,086

Fuente: (Kreit, 1999) [83]

Y

$$\bar{C}_l = \frac{0.671}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}} \quad \text{Ecuación 2.21}$$

- d) Análisis de pérdidas por Convección en placa horizontal calentada por debajo con temperatura de las paredes y ambiente uniformes.

Para láminas isotérmicas horizontales con flujos sin restricción en las orillas, el calor transferido es correlacionado para $1 < Ra < 10^{10}$, según muestra la Figura 2.12, por la ecuación:

$$Nu^T = 0.835 \bar{C}_l Ra^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 2.22}$$

$$Nu_l = \frac{1.4}{\ln\left(1 + \frac{1.4}{Nu^T}\right)} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$Nu_t = C_t^U Ra^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

$$Nu = \left((Nu_l)^{10} + (Nu_t)^{10}\right)^{\frac{1}{10}} \quad \text{Ecuación 2.25}$$

Se debe usar la longitud L definida como se muestra en la Figura 2.12 y C_t^U se muestra en la Tabla 2.5.

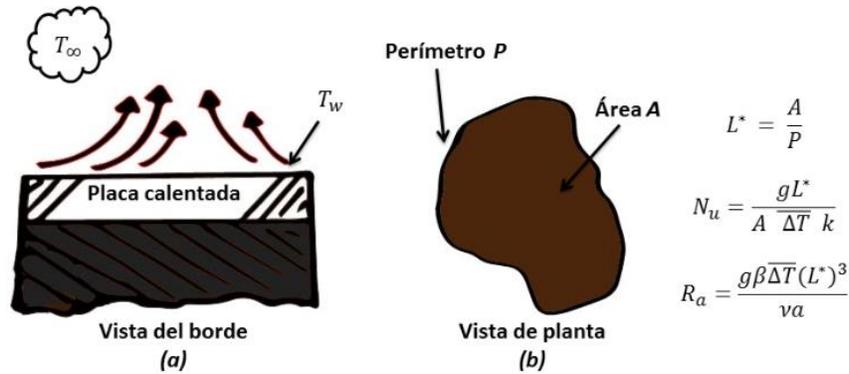


Figura 2.12. Convección natural de una placa calentada por debajo

Fuente: (Kreit, 1999) [83]

Tabla 2.5. Dependencia del Número de Prandtl de varios coeficientes

	Mercurio	Gases	Agua				Aceites		
Pr	0.022	0.71	1.0	2.0	4.0	6.0	50	100	2000
\bar{C}_l	0.287	0.515	0.534	0.538	0.595	0.608	0.650	0.656	0.668
C_l^V	0.055*	0.103	0.106	0.112	0.113	0.097	0.097	0.091	0.064
C_l^p	0.14*	0.140	0.140	0.140	0.140	0.141	0.143	0.145	0.149
\bar{H}_l	0.397	0.624	0.641	0.671	0.694	0.704	0.738	0.744	0.754

* Sin datos experimentales disponibles

Fuente: (Kreit, 1999) [83]

2.3.1.3. Pérdidas De Calor Por Chimenea

Se estimó las pérdidas por gases de chimenea, así:

- Se estudió un ciclo completo de carga y descarga del crisol de Metalurgia, que tiene medidor de consumo individual, con capacidad conocida. Se estableció el consumo específico por kg de plomo procesado por unidad de tiempo del crisol.
- Se estimó el consumo del Horno Partes Pequeñas y Equipo de Óxido, a partir del consumo específico por kg procesado por unidad de tiempo y la

capacidad de cada horno individualmente y los ciclos de carga y descarga de los mismos.

- c) A partir de estos consumos específicos se determinó las pérdidas por gases de chimenea de cada horno.

A. Cálculo de los productos de la combustión según la Norma Soviética.

Volumen de aire y de los productos de la combustión al quemar combustibles gaseosos.

Al quemar un metro cúbico de combustible gaseoso, la norma Soviética usa fórmulas específicas para el cálculo del volumen de los productos de la combustión, de acuerdo a las siguientes relaciones

- Volumen teórico de aire, V_a^0 en $\frac{m^3}{m^3 comb}$

$$V_a^0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Donde:

V_a^0 Es el volumen teórico de aire, $\frac{m^3}{m^3 comb}$

CO Es el porcentaje del contenido de monóxido de carbono en el combustible gaseoso.

H_2 Es el porcentaje del contenido de hidrógeno en el combustible gaseoso.

$C_m H_n$ Es el porcentaje del contenido de los distintos hidrocarburos presentes en la composición del combustible gaseoso.

O_2 Es el porcentaje del contenido de oxígeno en el combustible gaseoso.

- Volumen teórico de Nitrógeno, $V_{N_2}^0$ en $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_a^0 + \frac{N_2}{100} \quad \text{Ecuación 2.27}$$

Donde:

V_a^0 Es el volumen teórico de aire para la combustión completa de un metro cúbico de combustible gaseoso, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

N_2 Es el porcentaje del contenido de nitrógeno en el combustible gaseoso.

- Volumen de gases triatómicos, V_{RO_2} en $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

$$V_{RO_2} = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum m * C_m H_n] \quad \text{Ecuación 2.28}$$

Donde:

V_{RO_2} Es el volumen de gases triatómicos, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

CO_2 Es el porcentaje del contenido de dióxido de carbono en el combustible gaseoso.

CO Es el porcentaje del contenido de monóxido de carbono en el combustible gaseoso.

H_2S Es el porcentaje del Contenido de sulfuro de hidrógeno en el combustible gaseoso.

$C_m H_n$ Es el porcentaje del contenido de los distintos hidrocarburos presentes en la composición del combustible gaseoso.

- Volumen teórico de vapor de agua, $V_{H_2O}^0$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n \right] + 0,032 V_a^0 \quad \text{Ecuación 2.29}$$

Donde:

$V_{H_2O}^0$ Es el volumen teórico de vapor de agua, cuando se produce la combustión completa de un metro cúbico de combustible gaseoso, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

H_2S Es el porcentaje del Contenido de sulfuro de hidrógeno en el combustible gaseoso.

H_2 Es el porcentaje del contenido de hidrógeno en el combustible gaseoso.

$C_m H_n$ Es el porcentaje del contenido de los distintos hidrocarburos presentes en la composición del combustible gaseoso.

V_a^0 Es el volumen teórico de aire para la combustión completa de un metro cúbico de combustible gaseoso, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

- Volumen teórico de gases secos, V_{gs}^0

$$V_{gs}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 \quad \text{Ecuación 2.30}$$

Donde:

V_{RO_2} Es el volumen de gases triatómicos, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

$V_{N_2}^0$ Es el volumen teórico de nitrógeno, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

- Volumen real de gases secos, V_{gs} en $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

$$V_{gs} = V_{gs}^0 + (\alpha - 1)V_a^0 \quad \text{Ecuación 2.31}$$

Donde:

α = Coeficiente de exceso de aire.

- Volumen real de vapor de agua, V_{H_2O} en $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.032(\alpha - 1)V_a^0 \quad \text{Ecuación 2.32}$$

- Volumen real de los gases de la combustión V_g , en $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} \quad \text{Ecuación 2.33}$$

Donde

V_g Es el volumen de los gases de combustión, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

V_{gs} Es el volumen real de gases secos, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

V_{H_2O} Es el volumen real de vapor de agua, $\frac{m^3 N}{m^3 comb}$

B. Entalpía de los productos de la combustión.

Es necesario calcular las entalpías de los productos de combustión para estimar la cantidad de calor disponible que se pierde en las chimeneas. Los cálculos se efectúan basándose en las entalpías específicas de cada producto de combustión, del aire y del vapor de agua.

Para los cálculos técnicos se emplea la entalpía específica definida como el calor asociado a los productos de la combustión cuando se quema 1kg de combustible sólido o líquido o 1 m³ de gas, se puede expresar

$$I = I_g + I_c \quad \text{Ecuación 2.34}$$

Donde:

I Es la Entalpía de los productos de la combustión, $\frac{kJ}{kg comb}$ o kJ/m^3

I_g Es la Entalpía de los gases, $\frac{kJ}{kg comb}$ o kJ/m^3

I_c Es la Entalpía de la ceniza, $\frac{kJ}{kg comb}$ o kJ/m^3

Si se supone que no hay cenizas, la entalpía de la ceniza, $I_c = 0$, entonces:

$$I = I_g$$

La entalpía de los gases de los productos de la combustión, debe ser determinada por las siguientes relaciones

$$I_g = I_g^0 + (\alpha - 1)I_a^0 \quad \text{Ecuación 2.35}$$

Donde:

I_g^0 Es la entalpía de la cantidad teórica de gases, $\frac{kJ}{kg comb}$ o kJ/m^3

I_a^0 Es la entalpía de la cantidad teórica de aire, $\frac{kJ}{kg comb}$ o kJ/m^3

α Es el Coeficiente de exceso de aire.

El volumen teórico de los productos de la combustión V_g^0 en $\frac{m^3}{m^3 \text{ comb}}$ o $\frac{m^3}{kg \text{ comb}}$, se determinan como

$$V_g^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 \quad \text{Ecuación 2.36}$$

El calor asociado a este volumen se define como entalpía teórica de los gases de combustión en $\frac{kJ}{kg \text{ comb}}$ o kJ/m^3 , por lo que

$$I_g^0 = V_{RO_2} * i_{RO_2} + V_{N_2}^0 * i_{N_2} + V_{H_2O}^0 * i_{H_2O} \quad \text{Ecuación 2.37}$$

Donde:

$i_{RO_2}, i_{N_2}, i_{H_2O}$ Son las entalpías específicas de los volúmenes de los gases triatómicos, nitrógeno y vapor de agua, que pueden obtenerse de la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Entalpías específicas para productos de combustión, y otros gases a diferentes temperaturas.

T (°K)	i_{CO_2} kJ/m ³	i_{N_2} kJ/m ³	i_{H_2O} kJ/m ³	i_{aire} kJ/m ³	$i_{cenizas}$ kJ/m ³
373	170,0	129,6	150,5	130,0	80,8
473	357,5	259,9	304,5	261,4	169,1
573	558,8	392,0	462,7	395,2	263,8
673	771,8	526,5	626,2	531,6	360,1
773	994,4	663,8	794,9	671,4	458,1
873	1224,7	804,1	968,9	813,9	560,2
973	1461,8	947,5	1148,8	959,6	662,3
1073	1704,9	1093,6	1334,4	1107,4	767,0
1173	1952,3	1241,6	1526,1	1257,8	875,1
1273	2203,5	1391,7	1722,9	1409,7	985,9
1373	2458,4	1543,7	1925,1	1563,5	1096,9
1473	2716,6	1697,2	2132,3	1719,2	1205,8
1573	2976,7	1852,8	2343,6	1876,2	1360,7

1673	3239,0	2008,7	2559,2	2033,9	1582,6
1773	3503,1	2166,0	2779,1	2193,0	1758,5
1873	3768,8	2324,5	2001,8	2353,3	1875,7
1973	4036,3	2484,0	3229,3	2514,0	2064,1
2073	4304,7	2643,7	3458,3	2676,1	2185,6
2173	4574,1	2804,1	3690,4	2838,4	2386,4
2273	4844,2	2965,0	3025,6	3002,0	2512,0

Fuente: (Erojin, 1979) [84]

La entalpia teórica del aire está dada por

$$I_a^0 = V_a^0 * i_{aire} ; \frac{kJ}{kgcomb} \text{ o } kJ/m^3 \quad \text{Ecuación 2.38}$$

Donde:

V_a^0 Es el volumen teórico de aire, $m^3/kg \text{ comb}$

i_{aire} Es la entalpía del aire. $kJ/kg \text{ comb}$

2.4. Variables de Medición

2.4.1. Caracterización energética de la electricidad

Para la caracterización energética de la electricidad se usó como variables dependiente el consumo de energía eléctrica de cada equipo consumidor dentro de la planta, sin incluir la iluminación y como variable independiente el número de baterías producidas en cada mes estudiado.

Se tuvo en cuenta los equipos que usan electricidad tanto para los procesos en sí mismo, como los auxiliares tales como compresores, torres de enfriamiento, colectores de polvo y otros dispositivos.

2.4.2. Caracterización energética del Gas Natural

La caracterización del uso del Gas Natural se tuvo como variable dependiente el consumo de gas natural mensualmente y como variable independiente el número de kg de plomo mensuales procesados en la planta.

Todo el plomo usado en la producción de baterías debe ser fundido y refinado en el horno de metalurgia, y de allí sigue hacia otros procesos relacionados con las producción de las rejillas y el óxido de plomo.

2.4.3. Caracterización energética de los crisoles

Para establecer las pérdidas por transferencia de calor a los alrededores y por chimenea, se decidió medir las temperaturas de la superficie exterior de cada uno de ellos, dividiendo en zonas la misma, de modo que distintas mediciones fueron hechas a diferentes regímenes de trabajo del quemador.

2.4.4. Adquisición de datos.

2.4.4.1. Adquisición de datos históricos de consumo y producción.

La empresa suministró los datos históricos de consumo mensual de electricidad y la producción de baterías de los años 2008 a 2012. También suministró los datos de consumo de Gas Natural y kilogramos de plomo procesado mensualmente desde los años 2010 a 2012.

La potencia eléctrica de cada consumidor se midió y se consignó en una tarjeta de identificación de cada máquina o equipo. Los consumos de gas natural se obtuvieron por datos de funcionamiento de cada equipo o por mediciones directas e indirectas en la planta.

2.4.4.2. Adquisición de datos de temperaturas superficiales de crisoles

Los datos de temperatura superficial de los crisoles se obtuvieron de forma directa. Midiendo con pirómetro y cámara termográfica, se tomó la temperatura de distintas zonas de los crisoles divididos en zonas previamente, de modo que se pudo establecer la temperatura promedio de la zona, su variación con la altura, las pérdidas energéticas a través de paredes y otros.

2.5. Cálculos asociados a las variantes de trigeneración.

Para el análisis energético y exergético de las propuestas de trigeneración que incluyen las turbinas a gas y el equipo de refrigeración por compresión de vapor se asumió la metodología propuesta por (Jassim, 2012) [73].

2.5.1. Cálculos energéticos

2.5.1.1. El ciclo de la turbina a gas

Se tiene la turbina a gas con enfriamiento con chiller por compresión en la entrada del compresor mostrada en la Figura 2.13. Asumiendo que el aire es un gas ideal, las presiones y temperaturas puede ser relacionadas a la relación de presión PR , según la expresión

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right] = PR^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{Ecuación 2.39}$$

Donde

T_1 , es la temperatura del aire a la entrada del compresor, K

T_3 , es la temperatura de los gases de salida de la cámara de combustión, K

T_{2s} , es la temperatura isoentrópica del aire de salida del compresor, K

T_{4s} , es la temperatura isoentrópica de los gases de salida de la turbina, K

P_1 , es la presión del aire a la entrada del compresor, kPa

P_2 , es la presión de descarga del compresor, kPa

k , es la razón de calores específicos a presión y volumen constantes.

La salida de potencia de la turbina a gas o trabajo neto, \dot{W}_{neto} , con un sistema de refrigeración del aire en la admisión del compresor está dada por

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_t - (\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{el,ch}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.40}$$

Donde

\dot{W}_t , es el trabajo de la turbina por unidad de tiempo, kW

\dot{W}_{comp} , es el trabajo del compresor por unidad de tiempo, kW

$\dot{W}_{el,ch}$, es el trabajo del chiller eléctrico por unidad de tiempo, kW

El trabajo por unidad de tiempo de la turbina puede calcularse por

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t c_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.41}$$

y

$$\dot{m}_t = \dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_f = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ecuación 2.42}$$

Donde

c_{pg} , es el calor específico de los gases de la turbina, kJ/kgK

η_t , es la eficiencia de la turbina

\dot{m}_t es el flujo másico de gases total desde la cámara de combustión, kg/s

\dot{m}_a , es el flujo másico de aire que entra a la turbina, kg/s

\dot{m}_v , es el flujo másico de vapor de agua que entra a la turbina, kg/s

\dot{m}_f , es el flujo másico de combustible en la cámara de combustión, kg/s

$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$ es la razón combustible aire

ω_1 es la humedad relativa en la entrada al compresor, kg/kg aire seco

La potencia de compresión para el aire húmedo es estimado por

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_a c_{pa} (T_2 - T_1) + \dot{m}_v (h_{v2} - h_{v1}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.43}$$

Donde

h_{v1} , es la entalpía del vapor de agua saturado a la entrada del compresor, kJ/kg

h_{v2} , es la entalpía del vapor de agua saturado a la salida del compresor, kJ/kg

$\dot{m}_v = \omega_1 \dot{m}_a$, es el flujo másico de vapor de agua, kg/s

c_{pa} , es el calor específico del aire, kJ/kgK

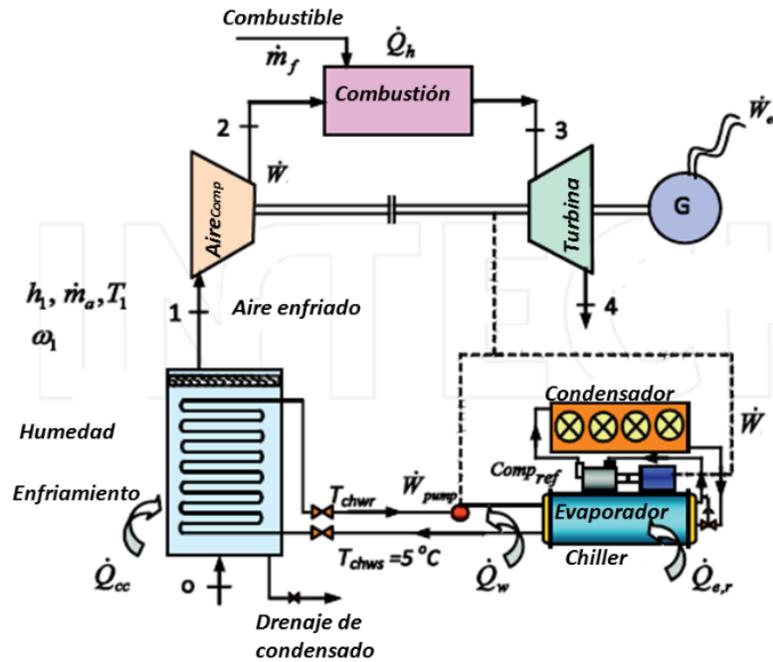


Figura 2.13. Diagrama esquemático Turbina a gas con Chiller por compresión en la admisión del compresor

Tomado de (Jassim, 2012) [73]

La eficiencia térmica de la turbina a gas acoplada a un sistema de enfriamiento de aire con chiller eléctrico es:

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{el,ch})}{\dot{Q}_h} \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.44}$$

Donde

\dot{Q}_h , Es suministro de calor por unidad de tiempo de la cámara de combustión, kW

Al combinar la ecuaciones, se obtiene:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a(1 + \omega_1 + f)c_{pg}\eta_t T_3 \left[1 - \frac{1}{PR^{\frac{k-1}{k}}} \right] \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.45}$$

Donde la eficiencia isoentrópica de la turbina η_t , puede calcularse por la relación de presiones así

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \frac{PR-1}{180} \right) \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.46}$$

Relacionando la eficiencia isoentrópica del compresor a los cambios de temperatura en el aire seco y asumiendo que la compresión del vapor de agua cambia su entalpía, la potencia del compresor es

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_a \left[c_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} \left(PR^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \omega_1 (h_{v2} - h_{v1}) \right] \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.47}$$

η_c , es la eficiencia isoentrópica del compresor, %

La eficiencia de compresión η_c puede ser evaluada por la expresión

$$\eta_c = 1 - \left(0,04 + \frac{PR-1}{150} \right) \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.48}$$

El balance de calor en la cámara de combustión da la tasa de calor suministrada por el ciclo de gas, \dot{Q}_h .

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_f NCV \eta_{comb} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{pg} T_3 - \dot{m}_a c_{pa} T_2 + \dot{m}_v (h_{v3} - h_{v2}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.49}$$

Donde

NCV = Poder calorífico neto, kJ/kg

η_{comb} , es la eficiencia de la combustión, %

h_{v2} , es la entalpía específica del vapor de agua en el aire a la entrada de la cámara de combustión, kJ/kg

h_{v3} , es la entalpía específica del vapor de agua en el aire a la salida de la cámara de combustión, kJ/kg

h_{v3} y h_{v2} pueden calcularse por la expresión (Roy, 1997) [85]

$$h_{v,j} = 2501,3 + 1,8723T_j \quad \text{con } j = 2,3$$

En términos de la relación combustible aire $f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}, \frac{(\frac{kg}{s})_{comb}}{(\frac{kg}{s})_{aire}}$ y sustituyendo T_2 en términos de T_1 , tenemos:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1 + f) c_{pg} \frac{T_3}{T_1} - c_{pa} \left(\frac{PR^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right] \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.50}$$

Una expresión para f está dada por (Alhazmy, 2006) [86]

$$f = \frac{c_{pg}(T_3 - 298) - c_{pa}(T_2 - 298) + \omega_1(h_{v3} - h_{v2})}{NCV\eta_{comb} - c_{pg}(T_3 - 298)} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ecuación 2.51}$$

2.5.1.2. Análisis del sistema de enfriamiento.

El agua enfriada por el equipo refrigerador es el encargado de transportar el calor del aire a la entrada del compresor. La potencia total demandada por el Chiller es la suma de la potencia del motor eléctrico \dot{W}_{motor} , las bombas \dot{W}_p y auxiliares como ventiladores y sistemas de control \dot{W}_A .

$$\dot{W}_{el,ch} = \dot{W}_{motor} + \dot{W}_p + \dot{W}_A \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.52}$$

Donde

\dot{W}_{motor} , es la potencia del motor eléctrico, kW

\dot{W}_p , es el trabajo de la bomba, kW

\dot{W}_A , auxiliares y sistemas de control, kW

La potencia consumida por los auxiliares se estima en el 10% de la potencia del compresor. La potencia demandada por las bombas se relaciona con la tasa de flujo de agua enfriada y la caída de presión a través del intercambiador de calor. Por tanto,

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{cw} v_f (\Delta P) / \eta_{pump} \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.53}$$

Donde

ΔP , es la caída de presión en el intercambiador, kPa

η_{pump} , es la eficiencia de la bomba, %

\dot{m}_{cw} , flujo másico de agua enfriada, kg/s

v_f , es la velocidad del flujo de agua, m/s

La energía mínima utilizada por el compresor de refrigerante se da cuando el proceso de compresión es isentrópico. Sin embargo, la potencia real incluye pérdidas debido a las transmisiones mecánicas, ineficiencias en el motor en la conversión de energías eléctricas a mecánicas y la eficiencia volumétrica (Roy, 1997) [85]. El trabajo del compresor eléctrico está relacionado con el cambio en la entalpía del refrigerante por la expresión.

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{m}_r(h_b - h_a)_r}{\eta_{cu}} \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.54}$$

Donde

r , indica que se trata del refrigerante

η_{cu} , es el factor de uso de energía y se define como el producto de las eficiencias mecánicas, eléctricas y volumétricas del compresor. η_{cu} es determinado por el fabricante y depende del tipo de compresor, la relación de presiones $\frac{P_b}{P_a}$ y la potencia del motor.

(Cleland, 2000) [87] desarrolló una relación semiempírica para calcular la potencia del motor del compresor en términos de las temperaturas del evaporador y el compresor en el ciclo de refrigeración:

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{m}_r(h_a - h_d)_r}{\frac{T_c - T_e}{T_c - T_e} (1 - \alpha x)^n \eta_{cu}} \quad \text{Ecuación 2.55}$$

Donde

α es una constante empírica que depende del tipo de refrigerante

x es la calidad en el estado d.

n es una constante que depende del número de etapas de compresión.

El numerador de la ecuación es la capacidad del evaporador y el primer término del denominador es el coeficiente de desempeño de un ciclo ideal de refrigeración.

2.5.1.3. Criterios de evaluación del sistema de enfriamiento de la turbina.

Para evaluar la viabilidad del sistema de enfriamiento acoplado a la turbina a gas, el desempeño de la planta es analizado con y sin el sistema.

a) Eficiencia según la primera ley.

En general la potencia neta de un sistema completo esta dado por la ecuación

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_t - (\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{el,ch}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.56}$$

Los tres términos son términos de las propiedades del aire a la entrada del compresor, que a su vez dependen del sistema de enfriamiento. La tasa de ganancia de potencia, sugerido por (Alhazmy, 2006) [86], que es un término que toma en cuenta los parámetros de operación de la turbina y el sistema de enfriamiento asociado, es:

$$PGR = \frac{\dot{W}_{net,con\ enfr} - \dot{W}_{net,sin\ enfr}}{\dot{W}_{net,sin\ enfr}} * 100\% \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.57}$$

Para turbina independientes, $PGR = 0$. El PGR es el incremento en porcentaje en generación de potencia por el sistema de enfriamiento de aire acoplado.

La eficiencia térmica del sistema es un término importante para describir la relación entre entrada y salida del sistema. Se define el Factor de Cambio en la Eficiencia Térmica TEC propuesto por (Alhazmy, 2006) [86], como:

$$TEC = \frac{\eta_{cy,con\ enfr} - \eta_{cy, sin\ enfr}}{\eta_{cy, sin\ enfr}} * 100\% \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.58}$$

b) Eficiencia según segunda ley

La eficiencia exergética es un criterio de desempeño para el cual la salida se expresa en términos de la exergía. Se define la eficiencia exergética como la razón entre la tasa total de exergía de salida y la de entrada. Y se puede expresar mediante

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{salida}}{\dot{E}_{entrada}} \quad (\text{kW/kW}) \quad \text{Ecuación 2.59}$$

El balance de exergía para la turbina a gas y el sistema de enfriamiento, en función del trabajo y calor efectivo, es

$$\dot{E}_{salida} = \dot{W}_{eff,t} - \dot{W}_{eff,comp} - \dot{W}_{eff,chiller} \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.60}$$

Y

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{Q}_{eff,comb} - \dot{Q}_{eff,cc} \quad (\text{kW}) \quad \text{Ecuación 2.61}$$

Donde

\dot{E}_{salida} , es el flujo de energía que se extrae de los dispositivos acoplados, kW

$\dot{E}_{entrada}$, es el flujo de energía que se adiciona en los dispositivos, kW

$\dot{W}_{eff,t}$, es el trabajo efectivo de la turbina, kW

$\dot{W}_{eff,comp}$, es el trabajo efectivo del compresor, kW

$\dot{W}_{eff,chiller}$, es el trabajo efectivo del chiller eléctrico, kW

$\dot{Q}_{eff,comb}$, es el calor efectivo transferido en la cámara de combustión, kW

$\dot{Q}_{eff,cc}$, es el calor efectivo transferido en el intercambiador del chiller, kW

La eficiencia exergética para el equipo de refrigeración de la turbina es

$$\eta_{ex,c} = \frac{(\dot{E}_{salida})_{con\ enfr} - (\dot{E}_{salida})_{sin\ enfr}}{(\dot{E}_{salida})_{sin\ enfr}} * 100\% \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.62}$$

Donde

$\eta_{ex,c}$, es la eficiencia exergética del sistema de enfriamiento frente al sistema sin enfriamiento, %

(Jassim, 2006) [73] proponen el uso de un término adimensional denominado Tasa de Ganancia en Potencia Exergética PGR_{ex} y el Cambio en la Eficiencia Térmica exergética TEC_{ex} , como

$$PGR_{ex} = \frac{(\dot{E}_{salida})_{con\ enfr} - (\dot{E}_{salida})_{sin\ enfr}}{(\dot{E}_{salida})_{sin\ enfr}} * 100\% \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.63}$$

y

$$TEC_{ex} = \frac{\eta_{ex,c} - \eta_{ex,nc}}{\eta_{ex,cn}} * 100\% \quad (\%) \quad \text{Ecuación 2.64}$$

c) Rentabilidad del sistema.

El incremento en los ingresos en el flujo de caja anuales por la venta de la electricidad adicional generada por el sistema de enfriamiento acoplado es

$$E(kWh) = \int_0^{t_{op}} \dot{W}_{net} dt \quad (kWh) \quad \text{Ecuación 2.65}$$

Donde

E , es la energía producida por el sistema de generación, kWh

t_{op} , es el tiempo de operación, h/año

Si la generación de electricidad de la turbina sin el sistema de enfriamiento es $E_{sin\ enfr}$ y el sistema de enfriamiento se incrementa la potencia generada en $E_{con\ enfr}$, el incremento neto en los ingresos debido a la adición del sistema de enfriamiento es:

$$Ingresos\ netos = (E_{con\ enfr} - E_{sin\ enfr})C_{els} \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.66}$$

La rentabilidad debido al sistema acoplado a la planta de generación, se define como el incremento en los ingresos debido al incremento en la generación de electricidad después de deducir los costos de instalación y operación del sistema.

$$Rentabilidad = (E_{con\ enfr} - E_{sin\ enfr})C_{els} - C_{total} \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.67}$$

Una rentabilidad positiva es sinónimo de obtener ingresos adicionales por la instalación del sistema de refrigeración; y negativa indica que no hay ventaja económica por su instalación.

2.5.1.4. Chiller por absorción.

a) Chiller Bromuro de Litio

Para el análisis dinámico del Chiller de absorción, se tienen las siguientes hipótesis (ASHRAE, 2001) [88] y el diagrama esquemático está en la Figura 2.14:

- Generador y condensador están a la misma presión
- Absorbedor y evaporador tienen iguales presiones
- El vapor refrigerante que abandona el evaporador es agua saturada pura
- El líquido refrigerante en condensador está saturado
- Disolución fuerte dejando al generador está ebulviendo.
- Vapor refrigerante dejando el generador tiene la temperatura de equilibrio de la disolución débil a la presión del generador
- Para la entalpía del aire, se tiene que $h = c_p T + \omega h_w = c_p T + \omega(2501.3 + 1.82T)$

Donde

h , es la entalpía del aire

c_p , es el calor específico del aire

T , es la temperatura del aire ambiente

ω , es la humedad relativa del aire

h_w , es la entalpía del vapor de agua

- La temperatura del absorbedor es igual a la temperatura de condensador
- La solución débil dejando el absorbedor está saturada
- No hay arrastre de líquido en evaporador
- La bomba es isoentrópica
- No hay pérdidas en chaquetas
- La temperatura del generador varía entre 55 C y 90 C

Definición de presiones y temperaturas de trabajo del Chiller Li Br.

Para el caso de enfriamiento de aire a la entrada del compresor.

$$T_{recinto-air} = 8 \text{ C}$$

$$T_{evaporacion} = 8\ C - 5\ C = 3\ C$$

$$P_{sat,H_2O@3C} = 0.0076237\ Bar$$

$$T_{ambiente} = 30\ C$$

$$T_{condensación} = 30\ C + 10\ C = 40\ C$$

$$P_{sat,H_2O@40C} = 0.07384\ Bar$$

Modelo de carga térmica variable según condiciones climáticas

La carga térmica que existe en el sistema analizado a la entrada del compresor, desde las condiciones ambientales hasta el enfriamiento óptimo de la carga, es

Balance de masa general

$$\dot{m}_{air,in} + \dot{m}_{H_2O,Chill\ in} = \dot{m}_{air,out} + \dot{m}_{H_2O,Chill,out} + \dot{m}_{drain} \quad \text{Ecuación 2.68}$$

Para la especie H₂O, se tiene

$$\dot{m}_{drain} = \dot{m}_{air}(\omega_1 - \omega_a) \quad \text{Ecuación 2.69}$$

Balance de energía del enfriador de aire

$$\dot{m}_{H_2O,Chill\ in} = \frac{\dot{m}_{air}\{[c_p T_{in} + \omega_1 h_{in,H_2O}] - [(\omega_1 - \omega_2) h_{drain@T_{out}}] - [c_p T_{out} + \omega_2 h_{out,H_2O}]\} + [92 * 3.52\ kW]}{h_{g@P_{ev}} - h_{h_3@P_{cond}}}$$

Ecuación 2.70

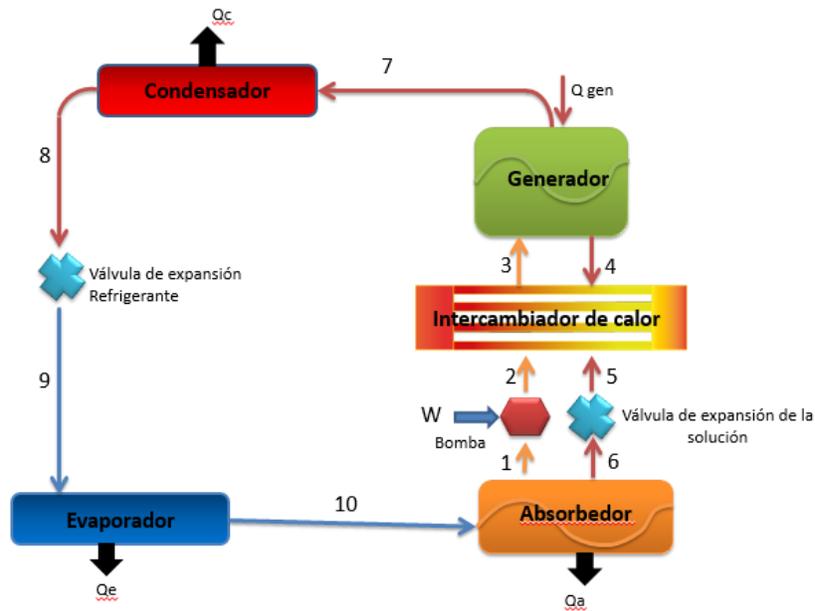


Figura 2.14. Diagrama esquemático de un Chiller por absorción

Balance de masas y de calor

$$\dot{m}(h_7 - h_8) = \dot{Q}_{cond} \quad \text{Ecuación 2.71}$$

Válvula de expansión

$$\dot{m}h_9 = \dot{m}h_8 \quad \text{Ecuación 2.72}$$

Evaporador

$$\dot{m}(h_{10} - h_9) = \dot{Q}_{ev} \quad \text{Ecuación 2.73}$$

Absorbedor

$$\dot{m} + \dot{m}_{ss} = \dot{m}_{ws} \quad \text{Ecuación 2.74}$$

Definiendo la relación de circulación (Kaushik, 2014) [89]

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}} \quad \text{Ecuación 2.75}$$

Al dividir por \dot{m} el balance de masa del absorbedor, se tiene

$$\dot{m}_{ws} = \dot{m}(1 + \lambda) \quad \text{Ecuación 2.76}$$

El balance de masas de agua en el absorbedor

$$\dot{m} + (1 - \delta_{ss})\dot{m}_{ss} = (1 - \delta_{ws})\dot{m}_{ws} \quad \text{Ecuación 2.77}$$

Que después de algunos arreglos algebraicos, se obtiene

$$1 + (1 - \delta_{ss})\lambda = (1 - \delta_{ws})\frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}} \quad \text{Ecuación 2.78}$$

O

$$\lambda = \frac{\delta_{ws}}{\delta_{ss} - \delta_{ws}} \quad \text{Ecuación 2.79}$$

Del balance de energía, se obtiene

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}(h_{10} - (1 + \lambda)h_1 + \lambda h_6) \quad \text{Ecuación 2.80}$$

Para la bomba de impulsión, se tiene

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}(1 + \lambda)\vartheta_{sol}(P_{cond} - P_{ev}) \quad \text{Ecuación 2.81}$$

Donde ϑ_{sol} se toma como $0.00055\text{m}^3/\text{kg}$.

Intercambiador de calor

Solución

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}_{ws}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{ss}(h_5 - h_4) = (1 + \lambda)\dot{m}(h_2 - h_3) = \lambda\dot{m}(h_5 - h_4) \quad \text{Ecuación 2.82}$$

Generador

Balance de masas

$$\dot{m}_{ws} = \dot{m}_{ss} + \dot{m} \quad \text{Ecuación 2.83}$$

Balance de energía

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}(h_7 + \lambda h_4 - (1 + \lambda)h_3) \quad \text{Ecuación 2.84}$$

El coeficiente de desempeño del Chiller de absorción

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gen}} \quad \text{Ecuación 2.85}$$

Donde se asume que $\dot{W}_{pump} = 0$

b) Chiller por absorción Agua Amoniaco.

Análisis energético del intercambiador.

El análisis energético del Chiller por absorción se calculó usando la siguiente formulación y fundamentado en los datos de la Figura 2.15.

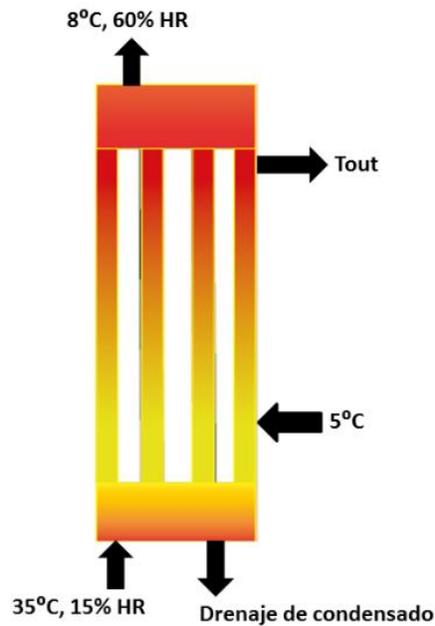


Figura 2.15. Temperaturas y humedades para diseño intercambiador del Chiller Absorción $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

Del balance de energía se tiene

$$\dot{m}_{air}h_{air\,in} + \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O\,in} = \dot{m}_{H_2O}h_{out} + \dot{m}_{air}h_{air\,out} + \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O\,Cond} \quad \text{Ecuación 2.86}$$

$$\dot{Q}_{Térmica} = \dot{m}_{air}h_{air\,in} - \dot{m}_{air}h_{air\,out} - \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O\,Cond} \quad \text{Ecuación 2.87}$$

$$\dot{m}_{air}h_{air\,in} - \dot{m}_{air}h_{air\,out} - \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O\,Cond} + \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O\,in} = \dot{m}_{H_2O}h_{out} \quad \text{Ecuación 2.88}$$

$$\dot{Q}_{Térmica} + \dot{m}_{H_2O}h_{H_2O\,in} = \dot{m}_{H_2O}h_{out} \quad \text{Ecuación 2.89}$$

$$\dot{Q}_{Térmica} = \dot{m}_{H_2O}(h_{out} - h_{in}) \quad \text{Ecuación 2.90}$$

Asumiendo que $c_p = 4.195$ para $0 < T < 27C$,

$$\dot{Q}_{T\acute{e}rmica} = \dot{m}_{H_2O} c_p (T_{out} - 5^{\circ}C) \quad \text{Ecuación 2.91}$$

La eficiencia del intercambiador está dada por:

$$\eta_{coil} = \frac{W_s}{W_c} \quad \text{Ecuación 2.92}$$

$$W_c = \frac{W_s}{\eta_{coil}} \quad \text{Ecuación 2.93}$$

$$h_2 - h_1 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{coil}} \quad \text{Ecuación 2.94}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{coil}} \quad \text{Ecuación 2.95}$$

A continuación se modela un Chiller de Absorción Amoniaco agua, cuyo diagrama esquemático se muestra en la Figura 2.16.

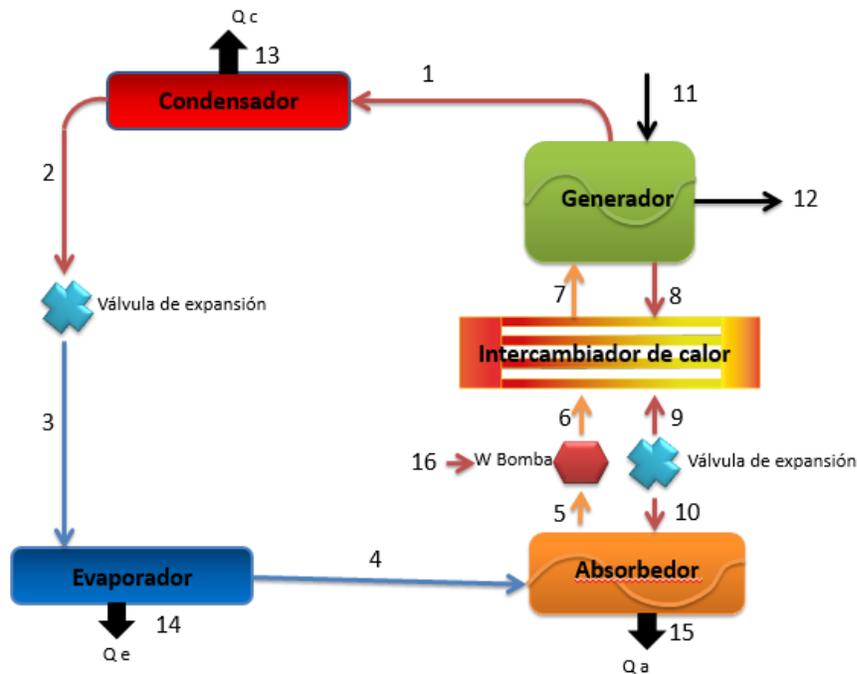


Figura 2.16. Diagrama esquemático Chiller absorción $NH_3 - H_2O$

Generador

Balance de masas,

$$\dot{m}_g + \dot{m}_7 = \dot{m}_g + \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad \text{Ecuación 2.96}$$

Balance de masas del amoniaco

$$\chi_{NH_3}^1 \dot{m}_1 + \chi_{NH_3}^8 \dot{m}_8 = \chi_{NH_3}^7 \dot{m}_7 \quad \text{Ecuación 2.97}$$

Balance de masas del agua

$$\chi_{H_2O}^1 \dot{m}_1 + \chi_{H_2O}^8 \dot{m}_8 = \chi_{H_2O}^7 \dot{m}_7 \quad \text{Ecuación 2.98}$$

Con $\chi_{H_2O}^1 = 1 - \chi_{NH_3}^1$; $\chi_{H_2O}^8 = 1 - \chi_{NH_3}^8$ y $\chi_{H_2O}^7 = 1 - \chi_{NH_3}^7$

Balance de Energía

$$\dot{m}_g c_{pg} T_{11} + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_g c_{pg} T_{12} + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 \quad \text{Ecuación 2.99}$$

La entalpía de la mezcla binaria de amoniaco agua en función de la concentración, temperatura y presión de referencia en estado líquido, están dadas por las expresiones matemáticas siguientes (Pátek, 1995) [90]

$$T(P, \chi_{NH_3}^L) = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^L)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{p_0}{P} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.100}$$

La Tabla 2.7 muestra los exponentes y coeficientes de la ecuación 2.100.

Tabla 2.7. Exponentes y Coeficientes de la ecuación 2.100

<i>i</i>	<i>m_i</i>	<i>n_i</i>	<i>a_i</i>
1	0	0	+0.322302 x 10 ¹
2	0	1	-0.384206 x 10 ⁰
3	0	2	+0.460965 x 10 ⁻¹
4	0	3	-0.378945 x 10 ⁻²
5	0	4	+0.135610 x 10 ⁻³
6	1	0	+0.487755 x 10 ⁰
7	1	1	-0.120108 x 10 ⁰
8	1	2	+0.106154 x 10 ⁻¹
9	2	3	-0.533589 x 10 ⁻³
10	4	0	+0.785041 x 10 ¹
11	5	0	-0.115941 x 10 ²
12	5	1	-0.523150 x 10 ⁻¹
13	6	0	+0.489596 x 10 ¹
14	13	1	+0.421059 x 10 ⁻¹

Con $T_0 = 100K$ y $p_0 = 2MPa$. Tomado de (Pátek, 1995) [90]

$$T(P, \chi_{NH_3}^V) = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^V)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.101}$$

La Tabla 2.8 muestra los exponentes y coeficientes de la ecuación 2.101.

Tabla 2.8. Exponentes y Coeficientes de la ecuación 2.101

<i>i</i>	<i>m_i</i>	<i>n_i</i>	<i>a_i</i>
1	0	0	+0.324004 X10 ¹
2	0	1	-0.395920 X10 ⁰
3	0	2	+0.435624 X10 ⁻¹
4	0	3	-0.218943 X10 ⁻²
5	1	0	-0.143526 X10 ¹
6	1	1	+0.105256 X10 ¹
7	1	2	-0.719281 X10 ⁻¹
8	2	0	+0.122362 X10 ²
9	2	1	-0.224368 X10 ¹
10	3	0	-0.201780 X10 ²
11	3	1	+0.110834 X10 ¹
12	4	0	+0.145399 X10 ²
13	4	2	+0.644312X10 ⁰
14	5	0	-0.221246 X10 ¹
15	5	2	-0.756266 X10 ⁰
16	6	0	-0.135529 X10 ¹
17	7	2	+0.183541 X10 ⁰

Con $T_0 = 100K$ y $p_0 = 2MPa$. Tomado de (Pátek, 1995) [90]

$$\chi_{NH_3}^V(P, \chi_{NH_3}^L) = 1 - e^{\left[\ln(1 - \chi_{NH_3}^L) \sum_i a_i \left(\frac{P}{P_0} \right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^L)^{\frac{n_i}{3}} \right]} \quad \text{Ecuación 2.102}$$

La Tabla 2.9 muestra los exponentes y coeficientes de la ecuación 2.102

Tabla 2.9. Exponentes y Coeficientes de la ecuación 2.102

<i>i</i>	<i>m_i</i>	<i>n_i</i>	<i>a_i</i>
1	0	0	+1.98022017 x10 ¹
2	0	1	-1.18092669 x10 ¹
3	0	6	+2.77479980 x10 ¹
4	0	7	-2.88634277 x10 ¹
5	1	0	-5.91616608 x10 ¹
6	2	1	+5.78091305 x10 ⁰
7	2	2	-6.21736743 x10 ⁰
8	3	2	-3.42198402 x10 ³
9	4	3	+1.19403127 x10 ⁴
10	5	4	-2.45413777 x10 ⁴
11	6	5	+2.91591865 x10 ⁴
12	7	6	-1.84782290 x10 ¹
13	7	7	+2.34819434 x10 ¹
14	8	7	+4.80310617 x10 ³

Con $p_0 = 2MPa$. Tomado de (Pátek, 1995) [90]

$$h^L(T, \chi_{NH_3}^L) = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T}{T_0} - 1\right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^L)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.103}$$

La muestra los exponentes y coeficientes de la ecuación 2.103

Tabla 2.10. Exponentes y Coeficientes de la ecuación 2.103

i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	-0.761080 x10 ¹
2	0	4	+0.256905 x10 ²
3	0	8	-0.247092 x10 ³
4	0	9	+0.325952 x10 ³
5	0	12	-0.158854 x10 ³
6	0	14	+0.619084 x10 ²
7	1	0	+0.114314 x10 ²
8	1	1	+0.118157 x10 ¹
9	2	1	+0.284179 x10 ¹
10	3	3	+0.741609 x10 ¹
11	5	3	+0.891844 x10 ³
12	5	4	-0.161309 x10 ⁴
13	5	5	+0.622106 x10 ³
14	6	2	-0.207588 x10 ³
15	6	4	-0.687393 x10 ¹
16	8	0	+0.350716 x10 ¹

Con $h_0 = \frac{100kJ}{kg}$ y $T_0 = 273.16 K$. Tomado de (Pátek, 1995) [90]

$$h_g(T, \chi_{NH_3}^V) = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)^{m_i} (1 - \chi_{NH_3}^V)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.104}$$

La Tabla 2.11 muestra los exponentes y coeficientes de la ecuación 2.104.

Tabla 2.11. Exponentes y Coeficientes de la ecuación 2.104

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	+0.128827 x10 ¹
2	1	0	+0.125247 x10 ⁰
3	2	0	-0.208748 x10 ¹
4	3	0	+0.217696 x10 ¹
5	0	2	+0.235687 x10 ¹
6	1	2	-0.886987 x10 ¹
7	2	2	+0.102635 x10 ²
8	3	2	-0.237440 x10 ¹
9	0	3	-0.670515 x10 ¹
10	1	3	+0.164508 x10 ²
11	2	3	-0.936849 x10 ¹
12	0	4	+0.842254 x10 ¹
13	1	4	-0.858807 x10 ¹
14	0	5	-0.277049 x10 ¹
15	4	6	-0.961248 x10 ⁰
16	2	7	+0.988009 x10 ⁰
17	1	10	+0.308482 x10 ⁰

Con $h_0 = \frac{100kJ}{kg}$ y $T_0 = 324 K$. Tomado de (Pátek, 1995) [90]

En las ecuaciones siguientes, las entalpías se calculan numéricamente usando las correlaciones experimentales mostradas en las ecuaciones 2.100 a 2.104 y las tablas desde 2.7 a 2.11.

La entalpía en la corriente 1 es:

$$h_1 = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^1)^{\frac{n_i}{4}} \quad \text{Ecuación 2.105}$$

$$h_7 = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_7}{T_0} - 1\right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^7)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.106}$$

$$h_8 = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_8}{T_0} - 1\right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^8)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.107}$$

Donde

$$T_{11} = T_1 ; T_7 = T_8 \text{ y } T_1 = T_7$$

$$\chi_{NH_3}^1 = 1 - e^{\left[\ln(1 - \chi_{NH_3}^7) \sum_i a_i \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^7)^{\frac{n_i}{3}}\right]} \quad \text{Ecuación 2.108}$$

La temperatura en 1, es

$$T_1 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^1)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.109}$$

La temperatura en 8 está dada por:

$$T_8 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^8)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln\left(\frac{P_0}{P_8}\right)\right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.110}$$

$$\text{Además } P_8 = P_1$$

Condensador

Balance de masa

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{Ecuación 2.111}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{Q}_{13} + \dot{m}_2 h_2 \quad \text{Ecuación 2.112}$$

Donde

$$h_2 = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T_2}{T_0}\right)^{m_i} (1 - \chi_{NH_3}^2)^{\frac{n_i}{4}} \quad \text{Ecuación 2.113}$$

$$\chi_{NH_3}^1 = \chi_{NH_3}^2 \quad \text{Ecuación 2.114}$$

$$T_2 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^2)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P_2} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.115}$$

Válvula de expansión

Balance de masa

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{Ecuación 2.116}$$

Balance de energía

$$h_2 = h_3 \quad \text{Ecuación 2.117}$$

$$h_3 = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T_3}{T_0} \right)^{m_i} (1 - \chi_{NH_3}^3)^{\frac{n_i}{4}} \quad \text{Ecuación 2.118}$$

$$\chi_{NH_3}^3 = \chi_{NH_3}^2 \quad \text{Ecuación 2.119}$$

Evaporador

Balance de masa

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad \text{Ecuación 2.120}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{14} = \dot{m}_4 h_4 \quad \text{Ecuación 2.121}$$

Donde

$$h_4 = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T_4}{T_0} \right)^{m_i} (1 - \chi_{NH_3}^4)^{\frac{n_i}{4}} \quad \text{Ecuación 2.122}$$

$$\chi_{NH_3}^4 = \chi_{NH_3}^3 \quad \text{Ecuación 2.123}$$

$$T_4 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^4)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P_4} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.124}$$

Absorbedor

Balance de masas general

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \quad \text{Ecuación 2.125}$$

Balance de masa amoníaco

$$\chi_{NH_3}^4 \dot{m}_4 + \chi_{NH_3}^{10} \dot{m}_{10} = \chi_{NH_3}^5 \dot{m}_5 \quad \text{Ecuación 2.126}$$

Balance de masas del agua

$$\chi_{H_2O}^4 \dot{m}_4 + \chi_{H_2O}^{10} \dot{m}_{10} = \chi_{H_2O}^5 \dot{m}_5 \quad \text{Ecuación 2.127}$$

Donde

$$\chi_{H_2O}^4 = 1 - \chi_{NH_3}^1$$

$$\chi_{H_2O}^{10} = 1 - \chi_{NH_3}^{10}$$

$$\chi_{H_2O}^5 = 1 - \chi_{NH_3}^5$$

Balance de energía

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_{15} \quad \text{Ecuación 2.128}$$

Donde

$$h_{10} = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_{10}}{T_0} - 1 \right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^{10})^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.129}$$

$$T_{10} = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^{10})^{m_i} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P_{10}} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.130}$$

$$h_5 = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_5}{T_0} - 1 \right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^5)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.131}$$

$$T_5 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^5)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P_5} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.132}$$

Bomba

Balance de masas

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad \text{Ecuación 2.133}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{W}_{16} = \dot{m}_6 h_6 \quad \text{Ecuación 2.134}$$

Donde

$$h_6 = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_6}{T_0} - 1 \right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^6)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.135}$$

$$\chi_{NH_3}^6 = \chi_{NH_3}^5 \quad \text{Ecuación 2.136}$$

$$T_6 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^6)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P_6} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.137}$$

Válvula de estrangulación

Balance de masas

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad \text{Ecuación 2.138}$$

Balance de energía

$$h_9 = h_{10} \quad \text{Ecuación 2.139}$$

$$h_9 = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T_9}{T_0} - 1 \right)^{m_i} (\chi_{NH_3}^9)^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.140}$$

$$\chi_{NH_3}^9 = \chi_{NH_3}^{10} \quad \text{Ecuación 2.141}$$

$$\chi_{NH_3}^{10} = \chi_{NH_3}^8 \quad \text{Ecuación 2.142}$$

$$T_9 = T_0 \sum_i a_i (1 - \chi_{NH_3}^9)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P_9} \right) \right]^{n_i} \quad \text{Ecuación 2.143}$$

Regenerador

Balance de masas

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9 \quad \text{Ecuación 2.144}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 \quad \text{Ecuación 2.145}$$

Balance de energía con máximo nivel de agregación

$$\dot{Q}_{14} + \dot{W}_{16} + \dot{Q}_{11} = \dot{Q}_{15} + \dot{Q}_{13} \quad \text{Ecuación 2.146}$$

2.5.2. Cálculos exergéticos

Según (Kotas, 1995) [91], la expresión para la destrucción de exergía es

$$\dot{I} = T_0 \left[(\dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}) - \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right] \geq 0 \quad \text{Ecuación 2.147}$$

Donde

\dot{I} es la destrucción de exergía, kW

T_0 , es la temperatura ambiente, K

\dot{S}_{out} , es la entropía en la salida, kJ/K

\dot{S}_{in} , es la entropía en la entrada, kJ/K

T_i, \dot{Q}_i , Es la temperatura y el calor del elemento i-ésimo, K y kW

Y el balance de exergía para cualquier componente de la turbina acoplada al ciclo de refrigeración es

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}^Q = \dot{E}_{out} + \dot{W} + \dot{I} \quad \text{Ecuación 2.148}$$

\dot{E}_{in} , es el aporte de energía al componente, kW

\dot{E}^Q , es el aporte de calor asociado al componente, kW

\dot{E}_{out} , Es la energía saliente del componente, kW

\dot{W} , es el trabajo realizado por el componente, kW

\dot{I} , es la destrucción de exergía, kW

Los términos asociados a la destrucción de exergía debido a las irreversibilidades para cada componente de la turbina y el sistema de refrigeración propuesto se dan a continuación (Jassim, 2009) [92], (Jassim, 2005) [93] y (Khair, 2007) [94].

$$\dot{I}_{comp,air} = \dot{m}_a (1 + \omega_1) T_0 \left[c_{pa} \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \right] \quad \text{Ecuación 2.149}$$

Donde

$\dot{I}_{comp,air}$, es la destrucción de exergía del compresor de la turbina, kW

$$\dot{W}_{eff,comp} = \dot{W}_{comp} + \dot{I}_{comp} \quad \text{Ecuación 2.150}$$

Donde

$\dot{W}_{eff,comp}$, es el trabajo efectivo del compresor, kW

\dot{W}_{comp} , es el trabajo neto del compresor, kW

\dot{I}_{comp} , es la destrucción de exergía del compresor, kW

$$\dot{I}_{cámara\ comb} = \dot{m}_a T_0 \left\{ (1 + f + \omega_1) \left[c_{pg} \ln \left(\frac{T_3}{T_0} \right) - R_g \ln \left(\frac{P_3}{P_0} \right) \right] - (1 + \omega_1) \left[c_{pa} \ln \left(\frac{T_2}{T_0} \right) - R_a \ln \left(\frac{P_2}{P_0} \right) \right] \right\} + T_0 \Delta S_0 \quad \text{Ecuación 2.151}$$

Donde

$\dot{I}_{cámara\ comb}$, es la destrucción de exergía en la cámara de combustión, kW

$T_0 \Delta S_0$, es la tasa de pérdida de exergía en la combustión o reacción y equivale a $\dot{m}_a * f * NCV(\varphi - 1)$, kW.

Valores típicos de φ para algunos combustibles industriales se encuentra en (Jassim, 2009) [92].

El calor efectivo de la cámara de combustión está dado por

$$\dot{Q}_{eff,comb} = \dot{Q}_{comb} + \dot{I}_{comb} \quad \text{Ecuación 2.152}$$

$\dot{Q}_{eff,comb}$, es el calor efectivo de la cámara de combustión, kW

\dot{Q}_{comb} , es el calor producido en la combustión, kW

\dot{I}_{comb} , es la destrucción de exergía en la cámara de combustión, kW

$$\dot{I}_{Gas\ Turbine} = \dot{m}_a T_0 \left\{ (1 + f + \omega_1) \left[c_{pg} \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) - R_g \ln \left(\frac{P_4}{P_3} \right) \right] \right\} \quad \text{Ecuación 2.153}$$

Donde

$\dot{I}_{Gas\ Turbine}$, es la destrucción de exergía en la turbina, kW

R_g , es la constante universal de los gases, kJ/K mol

$$\dot{W}_{eff,turb} = \dot{W}_{turb} - \dot{I}_{turb} \quad \text{Ecuación 2.154}$$

Donde

$\dot{W}_{eff,turb}$, es el trabajo efectivo de la turbina, kW

\dot{W}_{turb} , es el trabajo neto de la turbina, kW

\dot{I}_{turb} , es la destrucción de exergía de la turbina, kW

$$\dot{I}_{ref,comp} = \dot{m}_r T_0 (s_b - s_a) \quad \text{Ecuación 2.155}$$

$$\dot{I}_{cond}^{\Delta T} = \dot{m}_r T_0 \left[(s_c - s_b) + \frac{((h_b - h_c))}{T_o} \right] \quad \text{Ecuación 2.156}$$

El flujo del condensador se divide en tres regiones: la región de vapor sobrecalentado $\dot{I}_{cond,sobre}^{\Delta P}$, la región de dos fases o saturación $\dot{I}_{cond,sat}^{\Delta P}$ y la región de líquido subenfriado $\dot{I}_{cond,sub}^{\Delta P}$ para las cuales la destrucción de exergía debido a las caídas de presión en cada región son (Jassim, 2009) [92]:

$$\dot{I}_{cond}^{\Delta P} = \dot{I}_{cond,sobre}^{\Delta P} + \dot{I}_{cond,sat}^{\Delta P} + \dot{I}_{cond,sub}^{\Delta P} \quad \text{Ecuación 2.157}$$

$$\dot{I}_{cond} = \dot{I}_{cond}^{\Delta T} + \dot{I}_{cond}^{\Delta P} \quad \text{Ecuación 2.158}$$

$$\dot{I}_{inter calor} = \dot{m}_a (1 + \omega_1) T_0 (s_0 - s_1) + \dot{Q}_{out} \quad \text{Ecuación 2.159}$$

$$\dot{I}_{valv exp} = \dot{m}_r T_0 (s_d - s_c) \quad \text{Ecuación 2.160}$$

$$\dot{I}_{evap}^{\Delta T} = \dot{m}_r T_0 \left[(s_a - s_d) + \frac{((h_a - h_d))}{T_{s,w}} \right] \quad \text{Ecuación 2.161}$$

El flujo de refrigerante en el evaporador se divide en dos regímenes. Región de saturación y región de sobrecalentamiento. La fase de saturación y la región de vapor sobrecalentado para las cuales la destrucción de exergía debido a las pérdidas de presión en cada región, están dadas por:

$$\dot{I}_{evap}^{\Delta P} = \dot{I}_{evap,sobre}^{\Delta P} + \dot{I}_{evap,sat}^{\Delta P} \quad \text{Ecuación 2.162}$$

$$\dot{I}_{evap} = \dot{I}_{evap}^{\Delta T} + \dot{I}_{evap}^{\Delta P} \quad \text{Ecuación 2.163}$$

2.5.2.1. Chiller por absorción Bromuro de Litio

Los cálculos exergéticos fueron tomados de (Palacios- Bereche, 2010) [95]

Irreversibilidades del generador

$$B_1 = B_0 + I_{Q_{gen}} \quad \text{Ecuación 2.164}$$

$$\dot{I} = \left[\dot{m}_3 B_3 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}} \right) \dot{Q}_{gen} \right] - [\dot{m}_7 B_7 + \dot{m}_4 B_4] \quad \text{Ecuación 2.165}$$

Irreversibilidades condensador

$$\dot{I} = \dot{m}_7 B_7 - \left[\dot{m}_8 B_8 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}} \right) \dot{Q}_{cond} \right] \quad \text{Ecuación 2.166}$$

Irreversibilidades de la válvula

$$\dot{I} = \dot{m}(B_8 - B_9) \quad \text{Ecuación 2.167}$$

Irreversibilidades del evaporador

$$\dot{I} = \dot{m}_9 B_9 + \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}} \right) \dot{Q}_{ev} \right] - \dot{m}_{10} B_{10} \quad \text{Ecuación 2.168}$$

Irreversibilidades del absorbedor

$$\dot{I} = \dot{m}_{10} B_{10} + \dot{m}_6 B_6 - (\dot{m}_1 B_1 + \dot{Q}_{abs}) \quad \text{Ecuación 2.169}$$

2.5.2.2. Chiller de Absorción Amoniaco agua

Para el compresor, el análisis exergético arroja

$$B = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad \text{Ecuación 2.170}$$

$$B_{sat} + W_{comp} = B_{sobre} + I \quad \text{Ecuación 2.171}$$

El condensador tiene por ecuación de balance exergético

$$B_{sobre} = B_{Comp} + B_q + I \quad \text{Ecuación 2.172}$$

$$B_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right)Q \quad \text{Ecuación 2.173}$$

Para la válvula de expansión se tiene

$$B_{ent,er} + I = B_{Comp} \quad \text{Ecuación 2.174}$$

$$I = B_{Comp} - B_{ent,er} \quad \text{Ecuación 2.175}$$

Para el evaporador, se tiene:

$$I + E_{er,out} = B_q + B_{ent,er} \quad \text{Ecuación 2.176}$$

$$I = B_q + B_{ent,er} - B_{er,out} \quad \text{Ecuación 2.177}$$

2.6. Propuesta metodológica para el análisis económico de uso de turbinas a gas en sistemas de trigeneración.

Para el análisis económico de las propuestas de trigeneración se asumió la metodología propuesta por (Jassim, 2012) [73]. Descrita a continuación, con algunas modificaciones que incluyen costo de las turbinas, costos de operación e instalación.

2.6.1.1. Análisis económicos

El incremento en la potencia de salida debido al sistema de enfriamiento, generará dividendos adicionales a la planta con turbina a gas, pero disminuirá parcialmente la recuperación del dinero por los pagos anuales asociados a la instalación, mantenimiento, operación y personal del sistema. Este incremento en costos puede discriminarse en los costos de adquisición del equipo C_{ch}^c , y los costos del intercambiador de calor C_{cc}^c . Los costos de operación anualizados como función del periodo de operación t_{op} y el costo de la electricidad. Si el chiller consume potencia eléctrica $\dot{W}_{el,ch}$ y el costo del kWh es C_{el} , los costos totales anuales pueden expresarse como:

$$C_{total} = a^c [C_{ch}^c + C_{cc}^c] + \int_0^{t_{op}} C_{el} \dot{W}_{el,ch} dt \quad \left(\frac{\$}{año}\right) \quad \text{Ecuación 2.178}$$

Donde $\alpha^c = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$ es el factor de recuperación de capital, que multiplicado por la inversión total son los pagos anualizados necesarios para que la inversión retorne después de n periodos.

El costo de compra del chiller puede estimarse a partir de la capacidad del mismo $\dot{Q}_{c,r}$ (kW). Los costos de capital regularmente son dados por los fabricantes así:

$$C_{ch}^c = \alpha_{ch} \dot{Q}_{c,r} \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.179}$$

Por simplicidad los costos de mantenimiento se asumen como una fracción α_m del costo de capital del chiller. El costo total del chiller se puede expresar como:

$$C_{ch}^c = \alpha_{ch}(1 + \alpha_m) \dot{Q}_{c,r} \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.180}$$

Los costos de capital de un intercambiador de calor particularmente se estima en términos de la capacidad de enfriamiento que es proporcional al área superficial de transferencia de calor total del mismo A_{cc} en m^2 . Puede estimarse como (Kotas, 1995) [91]

$$C_{cc}^c = \beta_{cc}(A_{cc})^m \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.181}$$

Donde β_{cc} y m depende del tipo de intercambiador y del material usado para su construcción. Asumiendo que la potencia del chiller tiene un valor constante promedio y que el costo de la electricidad es constante en el periodo de operación, los costos anuales totales para el sistema de enfriamiento son:

$$C_{total} = \alpha^c [\alpha_{ch}(1 + \alpha_m) \dot{Q}_{c,r} + \beta_{cc}(A_{cc})^m] + t_{op} C_{el} \dot{W}_{el,ch} \quad \left(\frac{\$}{\text{año}}\right) \quad \text{Ecuación 2.182}$$

El balance de energía en el intercambiador de calor y en el evaporador del refrigerante, teniendo en cuenta los factores de efectividad para el evaporador $\varepsilon_{eff,ev}$ y en el intercambiador $\varepsilon_{eff,cc}$, arroja:

$$A_{cc} = \frac{\dot{Q}_{cc}}{U \Delta T_m F \varepsilon_{eff,cc}} = \frac{\dot{Q}_{c,r} \varepsilon_{eff,ev}}{U \Delta T_m F} \quad \text{Ecuación 2.183}$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor para un intercambiador de calor agua – aire de banco de tubos. F es un factor de corrección.

la figura 7 y 8 muestra las variaciones de temperatura en los sistemas de enfriamiento de aire, agua y refrigerante combinados. La diferencia de temperatura media para el intercambiador para fluidos de aire y agua es:

$$\Delta T_m = \frac{(T_0 - T_{ch,wr}) - (T_1 - T_{ch,ws})}{\ln\left(\frac{T_0 - T_{ch,wr}}{T_1 - T_{ch,ws}}\right)} \quad \text{Ecuación 2.184}$$

El costo total del intercambiador es entonces:

$$C_{cc}^c = \beta_{cc} \left(\frac{\dot{Q}_{cc}}{U \Delta T_m F} \right)^m \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.185}$$

Donde \dot{Q}_{cc} es la capacidad térmica del intercambiador.

El aire atmosférico entra al intercambiador con temperatura T_0 y ω_0 y lo deja para entrar al compresor de aire a T_1 y ω_1 . T_1 y ω_1 dependen de la temperatura del agua suministrada al chiller $T_{ch,ws}$ y su flujo másico \dot{m}_{cw} , según se muestra en la Figura 2.17 y Figura 2.18.

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_a (h_0 - h_1) - \dot{m}_w h_w = \dot{m}_{cw} c_w \varepsilon_{eff,cc} (T_{ch,wr} - T_{ch,ws}) \quad \text{Ecuación 2.186}$$

Donde \dot{m}_w es la tasa de flujo másico de agua extraída del aire $\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_0 - \omega_1)$ que usualmente es despreciable frente al primer término de la ecuación (McQuiston, 2005) [96].

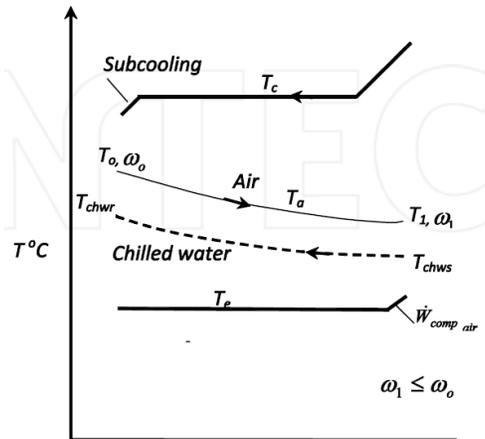


Figura 2.17. Niveles de temperatura para los fluidos de trabajo. No a escala

Tomado de (Jassim, 2012) [73]

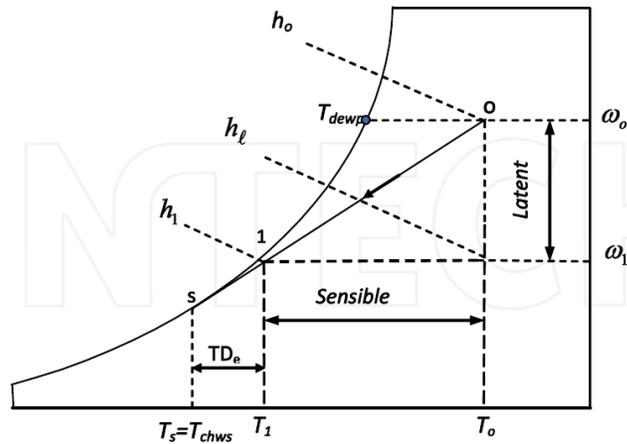


Figura 2.18. Proceso de enfriamiento del aire húmedo antes de la entrada al compresor

Tomado de (Jassim, 2012) [73]

La entalpía h_1 y temperatura T_1 del aire que abandona el intercambiador se calcula por las expresiones:

$$h_1 = h_0 - CF(h_0 - h_s) \quad \text{Ecuación 2.187}$$

$$T_1 = T_0 - CF(T_0 - T_s) \quad \text{Ecuación 2.188}$$

El factor de contacto CF se define como la razón entre la caída de temperatura real y la máxima, a la cual el aire sale en la superficie del intercambiador $T_s = T_{ch,ws}$ y 100% de humedad relativa.

Por tanto, los costos totales anuales en términos del flujo de aire y sus propiedades

$$\dot{Q}_{c,r} = \frac{\dot{m}_a [CF(h_0 - h_{ch,ws}) - (\omega_0 - \omega_1)h_w]}{\epsilon_{eff,er} \epsilon_{eff,cc}} \quad \text{Ecuación 2.189}$$

Función de Costos anual.

El costo total anual en términos de la capacidad del evaporador, como:

$$C_{total} = a^c \left[\alpha_{ch}(1 + \alpha_m) \dot{Q}_{c,r} + \beta_{cc} \left(\frac{\dot{Q}_{c,r} \varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}}{U \Delta T_m F} \right)^m \right] + t_{op} \dot{Q}_{c,r} C_{el} \left[\left(\frac{1.1(T_c - T_e)}{T_e(1 - \alpha x)^n \eta_{cu}} + \left(\frac{\varepsilon_{eff,er} v_f(\Delta P)}{c_{p,w} \Delta T_{ch,w} \eta_{pump}} \right) \right) \right] \quad \text{Ecuación 2.190}$$

Donde el primer término de la ecuación son los cargos fijos anuales de la máquina de refrigeración y la superficie del intercambiador para enfriamiento del aire. El segundo término son los costos de operación que dependen principalmente del costo del kWh.

La función de costos anuales puede expresarse en función de parámetros primarios, así:

$$C_{total} = \left[\frac{\dot{m}_a [CF(h_0 - h_{ch,ws}) - (\omega_0 - \omega_1)h_w]}{\varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}} \right] \left\{ a^c \left[\alpha_{ch}(1 + \alpha_m) + \beta_{cc} \left(\frac{\varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}}{U \Delta T_m F} \right)^m \right] * \left(\frac{\dot{m}_a [CF(h_0 - h_{ch,ws}) - (\omega_0 - \omega_1)h_w]}{\varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}} \right)^{m-1} \right\} + t_{op} C_{el} \left[\left(\frac{1.1(T_c - T_e)}{T_c(1 - \alpha x)^n \eta_{cu}} + \left(\frac{\varepsilon_{eff,er} v_f(\Delta P)}{c_{p,w} \Delta T_{ch,w} \eta_{pump}} \right) \right) \right] \quad \text{Ecuación 2.191}$$

Caso I. Análisis económico con uso de Chillers por Compresión

El incremento en costos puede discriminarse en los costos de adquisición de la turbina C_T^c , el equipo de refrigeración C_{ch}^c , y los costos del intercambiador de calor C_{cc}^c . Los costos de operación anualizados como función del periodo de operación t_{op} y el costo de la electricidad. Si el chiller consume potencia eléctrica $\dot{W}_{el,ch}$, el costo del kWh es C_{el} , el costo de 1 m³ de gas natural C_{gn} y el consumo de gas natural por unidad de tiempo de la turbina es $\dot{C}_{Turb,gn}$; los costos totales anuales pueden expresarse como

$$C_{total} = a^c [C_T^c + C_{ch}^c + C_{cc}^c] + \int_0^{t_{op}} C_{el} \dot{W}_{el,ch} dt + \int_0^{t_{op}} C_{gn} \dot{C}_{Turb,gn} dt \quad \left(\frac{\$}{año} \right) \quad \text{Ecuación 2.192}$$

Donde $a^c = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$ es el factor de recuperación de capital, que multiplicado por la inversión total son los pagos anualizados necesarios para que la inversión retorne después de n periodos.

Donde $\beta_{cc} = 20000$ y $m = 0.582$ depende del tipo de intercambiador y del material usado para su construcción. Asumiendo que la potencia del chiller tiene un valor constante promedio y que el costo de la electricidad es constante en el periodo de operación, los costos anuales totales para el sistema de enfriamiento son

$$C_{total} = \alpha^c [C_T^c + \alpha_{ch}(1 + \alpha_m)\dot{Q}_{c,r} + \beta_{cc}(A_{cc})^m] + t_{op}C_{el}\dot{W}_{el,ch} + t_{op}C_{gn}\dot{C}_{Turb,gn} \left(\frac{\$}{año}\right)$$

Ecuación 2.193

El balance de energía en el intercambiador de calor y en el evaporador del refrigerante, teniendo en cuenta los factores de efectividad para el evaporador $\varepsilon_{eff,ev}$ y en el intercambiador $\varepsilon_{eff,cc}$, arroja

$$A_{cc} = \frac{\dot{Q}_{cc}}{U\Delta T_m F \varepsilon_{eff,cc}} = \frac{\dot{Q}_{c,r} \varepsilon_{eff,ev}}{U\Delta T_m F} \quad \text{Ecuación 2.194}$$

Donde $U = 64W/m^2K$ (Gareta, 2004) [97] es el coeficiente global de transferencia de calor para un intercambiador de calor agua – aire de banco de tubos. F es un factor de corrección que se asume igual a 0.98 en este estudio.

Las Figura 2.17 y la Figura 2.18 muestran las variaciones de temperatura en los sistemas de enfriamiento de aire, agua y refrigerante combinados. La diferencia de temperatura media para el intercambiador para fluidos de aire y agua es

$$\Delta T_m = \frac{(T_0 - T_{ch,wr}) - (T_1 - T_{ch,ws})}{\ln\left(\frac{T_0 - T_{ch,wr}}{T_1 - T_{ch,ws}}\right)} \quad \text{Ecuación 2.195}$$

El costo total del intercambiador es entonces:

$$C_{cc}^c = \beta_{cc} \left(\frac{\dot{Q}_{cc}}{U\Delta T_m F}\right)^m \quad (\$) \quad \text{Ecuación 2.196}$$

Donde \dot{Q}_{cc} es la capacidad térmica del intercambiador.

Función de Costos anual

El costo total anual en términos de la capacidad del evaporador, como:

$$C_{total} = a^c \left[C_T^c + \alpha_{ch}(1 + \alpha_m) \dot{Q}_{c,r} + \beta_{cc} \left(\frac{\dot{Q}_{c,r} \varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}}{U \Delta T_m F} \right)^m \right] + t_{op} \dot{Q}_{c,r} C_{el} \left[\left(\frac{1.1(T_c - T_e)}{T_e(1 - \alpha x)^n \eta_{cu}} + \left(\frac{\varepsilon_{eff,er} v_f(\Delta P)}{c_{p,w} \Delta T_{ch,w} \eta_{pump}} \right) \right) + t_{op} C_{gn} \dot{C}_{Turb,gn} \right]$$

Ecuación 2.197

La función de costos anuales puede expresarse en función de parámetros primarios, así:

$$C_{total} = \left[C_T^c + \frac{\dot{m}_a [CF(h_0 - h_{ch,ws}) - (\omega_0 - \omega_1) h_w]}{\varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}} \right] \left\{ a^c \left[\alpha_{ch}(1 + \alpha_m) + \beta_{cc} \left(\frac{\varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}}{U \Delta T_m F} \right)^m \right] * \left(\frac{\dot{m}_a [CF(h_0 - h_{ch,ws}) - (\omega_0 - \omega_1) h_w]}{\varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}} \right)^{m-1} \right\} + t_{op} C_{el} \left[\left(\frac{1.1(T_c - T_e)}{T_e(1 - \alpha x)^n \eta_{cu}} + \left(\frac{\varepsilon_{eff,er} v_f(\Delta P)}{c_{p,w} \Delta T_{ch,w} \eta_{pump}} \right) \right) \right] + t_{op} C_{gn} \dot{C}_{Turb,gn}$$

Ecuación 2.198

Caso II. Análisis económico con uso de Chillers por Absorción

Al igual que en el caso del Chiller por compresión de vapor, la función de costo anual para el sistema de trigeneración con uso de un chiller de absorción será:

$$C_{total} = a^c \left[C_T^c + \alpha_{ch,ab}(1 + \alpha_m) \dot{Q}_{ab,r} + \beta_{cc} \left(\frac{\dot{Q}_{ab,r} \varepsilon_{eff,er} \varepsilon_{eff,cc}}{U \Delta T_m F} \right)^m \right] + [t_{op} C_{gn} \dot{C}_{Turb,gn}]$$

Ecuación 2.199

En esta ecuación, la función de costo anual se calcula asumiendo que los costos de operación de la bomba es cero, así como el consumo de combustible o electricidad.

CAPITULO 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3. RESULTADOS Y ANALISIS DE RESULTADOS

3.1. Caracterización energética de la planta

3.1.1. Gestión energética de la Electricidad

3.1.1.1. Datos

Para los datos de electricidad, se decidió establecer una relación entre el número de unidades de baterías producidas por mes y el costo mensual de la energía eléctrica en kWh/mes. Según se refleja en el Anexo A3, Producción y consumo eléctrico mensual de la Planta caso de estudio, el promedio de consumo eléctrico en los años 2008 a 2012 es de 553300 kWh/mes y una producción de 52300 baterías mensuales.

3.1.1.2. Equipos Mayores Consumidores Eléctricos.

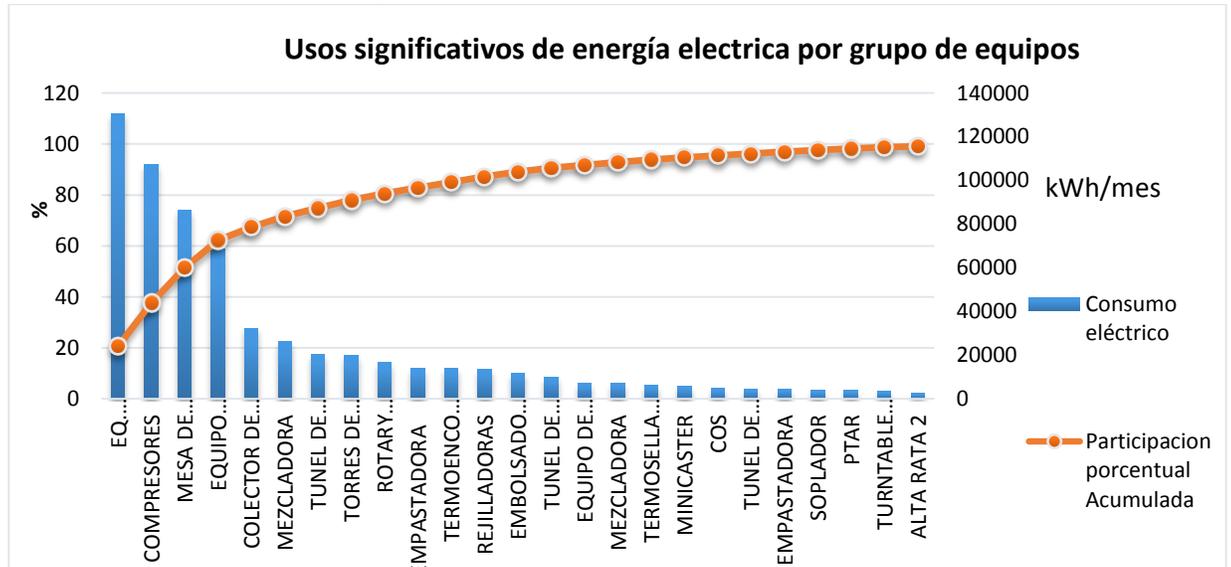
Los tratamientos estadísticos de los equipos de las líneas de producción reflejan los porcentajes de participación en consumo de equipos o conjunto de equipos por áreas y sección. Se discriminó por equipos cuyo consumo está por encima de los 2500 kWh/mes. Se muestra en la Tabla 3.1 los porcentajes de participación en consumo en el área, en la sección y frente al total.

Tabla 3.1. Consumos eléctricos por grupos de equipos. Participación por sección, total y frente al consumo del área.

USOS SIGNIFICATIVOS DE LA ENERGÍA (MAYORES CONSUMIDORES DE ENERGÍA)					
	GRUPO EQUIPOS	CONSUMO kWh/mes	% PARTICIPACION EN SECCION	% PARTICIPACION TOTAL	% CONSUMO DEL AREA RESPECTO AL TOTAL
EQUIPO OXIDO	EQUIPO OXIDO 2	68580	67,12	10,87	16,34
	MEZCLADORA	7023,6	6,87	1,11	
	REJILLADORAS	13622,4	13,33	2,16	
	EMPASTADORA	4352,4	4,26	0,69	
	TUNEL DE SECADO	4568,4	4,47	0,72	
	SOPLADOR	4028,4	3,94	0,64	
	SUBTOTAL	102175,2	100,00		
EXPANDIDO DE PLACAS NEGATIVAS	MINICASTER	5612,4	7,37	0,89	12,17
	TURNTABLE STRIP UNCOILER	3580,8	4,70	0,57	
	ROTARY MESH EXPANDER	16516,8	21,69	2,62	
	MEZCLADORA	26404,8	34,68	4,19	
	EMPASTADORA	14011,2	18,40	2,22	
	TUNEL DE SECADO	10022,4	13,16	1,59	
	SUBTOTAL	76148,4	100,00		
ENSAMBLE	EMBOLSADORAS	11822,4	52,19	1,87	3,62
	COS	4665,6	20,60	0,74	
	TERMOSELLADORA PLACAS	6163,2	27,21	0,98	
	SUBTOTAL	22651,2	100,00		
CARGA Y ACABADO	COLECTOR DE POLVO	32400	18,45	5,14	28,08
	MESA DE CARGA	86400	49,19	13,70	
	TUNEL DE LAVADO	20318,4	11,57	3,22	
	ALTA RATA 2	2613,6	1,49	0,41	
	TERMOENCOGIDO	13932	7,93	2,21	
	TORRES DE ENFRIAMIENTO	19980	11,38	3,17	
	SUBTOTAL	175644	100,00		
EQUIPOS PERIMETRALES	PTAR	3888	1,56	0,62	39,79
	COMPRESORES	107424	43,17	17,03	
	EQUIPO DE OSMOSIS EQ.	7034,4	2,83	1,12	
	ACONDICIONAMIENTO	130521,6	52,45	20,69	
	SUBTOTAL	248868	100,00		
	TOTAL	625486,8	kWh/mes		

La Figura 3.1, muestra un diagrama de Pareto de los Equipos Mayores Consumidores por grupos. Los Acondicionadores de Aire, los compresores de aire, las mesas de carga, el Equipo de Óxido, el colector de polvos y la mezcladora tienen alto consumo eléctrico y son los equipos objetivos para el mejoramiento del uso de la energía, inicialmente.

Figura 3.1. Usos significativos de la Energía eléctrica por grupo de equipos y su participación porcentual acumulada



El 80% de la Energía eléctrica es usado para energizar los equipos de acondicionamiento de aire, compresión de aire, mesas de carga, equipo de óxido, colector de polvos, mezcladora, túnel de lavado, torres de enfriamiento y el expansor de rejillas rotativo, que representan el 20% del total de equipos. En cada uno de estos equipos o líneas de producción es necesario implementar medidas de gestión energética para impactar más significativamente los ahorros sobre los consumos totales de la Planta Industrial.

3.1.1.3. Participación por área y total de equipos consumidores eléctricos.

El área de mayor consumo eléctrico con cerca del 40% del total, es la de Equipos perimetrales. Seguido del área de Carga y Acabado, donde se hace gran uso de energía eléctrica por las mesas de carga de baterías allí dispuestas, con cerca del 28% de participación frente al total. El 16,4% del consumo eléctrico mensual, se

concentra en el área de Equipo de Óxido, aunado al 12,2% del área de Expandido de Placas Negativas. Los compresores de aire suplen la necesidad de aire comprimido a diferentes equipos de las líneas de producción, a diferentes presiones y caudales.

Los equipos de acondicionamiento de aire o climatización usados en oficinas, subestación eléctrica, laboratorios y otros espacios, son responsables del 52,5% del gasto eléctrico del área.

Los equipos de compresión de aire se distribuyen en dos áreas: Equipos perimetrales que consta de 4 compresores de 40 hp y Área de Preparación de ácidos, con compresores de 25 hp y 15 hp; funcionan 24 horas al día con presiones que oscilan entre los 100 y 110 psi. Los equipos en el área de preparación de ácidos son usados para agitar los ácidos, dejando que burbujas salgan de tuberías en las bases de los tanques. Los compresores tienen una participación del 43% del consumo total del área y se constituyen en uno de los grupos de mayor consumo eléctrico frente al total de la Planta Industrial.

En el área de acabado, las mesas de carga tienen el 50% de participación frente al consumo total. El proceso de carga de muchas baterías y a distintas tasas y voltajes y corrientes simultáneamente, trae como consecuencia, la dificultad de encontrar valores medios de la potencia demandada por éstos equipos y sus consumos. Por tanto, por mediciones hechas en campo, se estimó un promedio de potencia demandada, sin tener en cuenta picos de demanda de potencia eléctrica instantánea. El colector de polvos, cuya función es capturar partículas suspendidas en el aire para disminuir la polución de plomo en áreas de la Planta, tiene una participación de cerca del 19% en el área, pues funciona 24 horas al día y tiene una potencia de 40 hp. Le siguen el túnel de lavado y las Torres de Enfriamiento con cerca del 12% de participación cada una.

El área de Equipo de Óxido, reúne diferentes equipos que cumplen una función específica dentro del proceso, y el consumo eléctrico de cada uno de ellos, depende del número de dispositivos, tiempo de uso y potencia nominal. El denominado equipo de Óxido, participa con cerca del 67% del consumo total del área, pues tiene 7 motores eléctricos de baja y media potencia, que funcionan 24 horas al día, que según se pudo observar están mal mantenidos y son de baja eficiencia. Seguido en capacidad de consumo, están las rejilladoras, con el 13% del consumo del área.

Las participaciones de distintos equipos en el área de Expandido de Placas Negativas. El mayor consumidor del área es la Mezcladora, que tiene 6 motores eléctricos que funciona 24 horas, con un 35% del consumo parcial del área. El Expansor de Rejillas, produce las rejillas negativas de la reacción, tiene una participación del 22%, seguido de la Empastadora con el 18%.

Un caso crítico desde el punto de vista energético, es la condición en la que están trabajando los motores eléctricos de la mezcladora, pues son de baja eficiencia y se encuentran mal mantenidos, a pesar del ambiente contaminado en que funcionan.

El área de ensamble es el área de menor consumo eléctrico de todas, con una participación frente al total del 2,8%. Se tienen las embolsadoras que consumen cerca del 52% del consumo de la sección, frente al 27% de la termo-selladora de placas y el 21% de los equipos denominados COS.

3.1.1.4. Tendencia de los consumos eléctricos

La variabilidad de los consumos eléctricos durante cuatro años se muestra en la Figura 3.2. Se observa tendencia creciente en los últimos meses del periodo estudiado.

Desde el año 2008, la velocidad de incremento de la producción ha sido constante y por tanto, el consumo ha aumentado correspondientemente. No obstante, a partir del año 2011, las tendencias positivas en crecimiento de la producción debidas a la competencia empresarial en mercados internacionales, muestra mayores consumos eléctricos, según se nota en la Figura 3.3, donde se señalan los consumos anualizados.

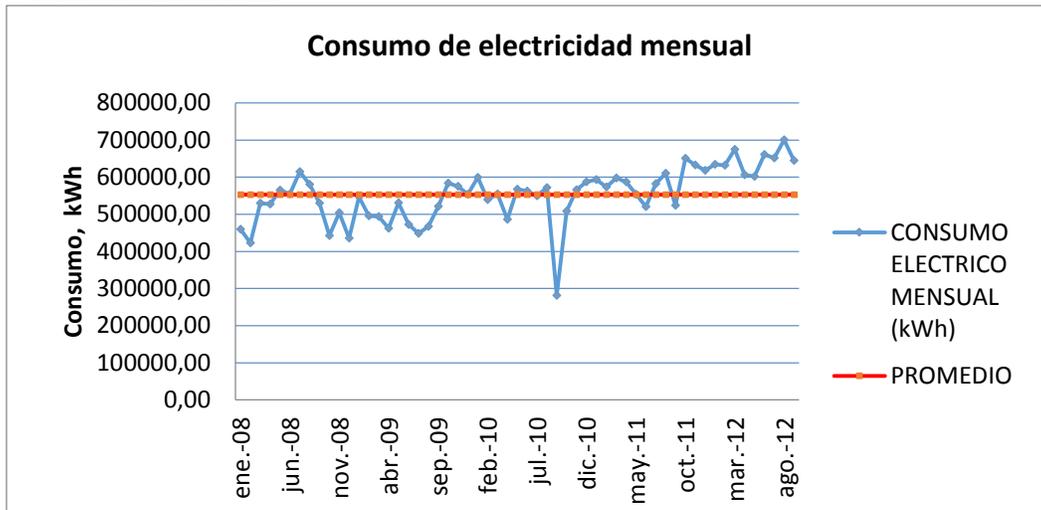


Figura 3.2. Evolución mensual del consumo eléctrico

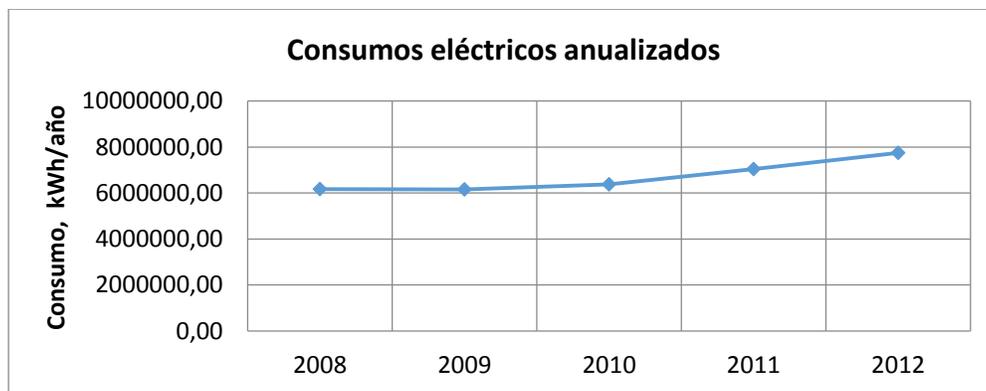


Figura 3.3. Consumos anualizados en kWh/año

La Figura 3.4 detalla en el mismo gráfico, la relación entre el crecimiento en la producción de baterías mensuales y el crecimiento en el consumo eléctrico en kWh/mes. De esta forma, se puede observar cualitativamente la relación de proporcionalidad entre la producción de unidades de baterías y el consumo eléctrico en la Planta. En la figura, la línea roja representa el consumo en kWh/mes y la línea azul representa la producción de baterías en Unidades.

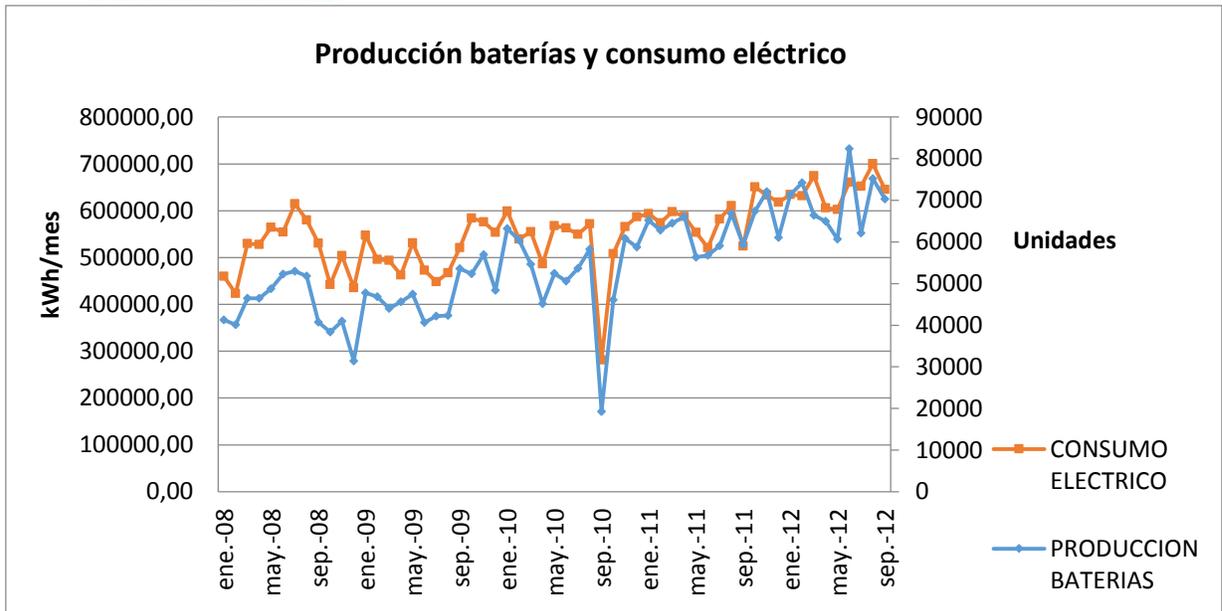


Figura 3.4. Producción en Unidades de Baterías y consumo eléctrico en kWh/mes

La Figura 3.5, muestra la evolución del precio del kWh liquidado mes a mes por la Planta Industrial. Aunque desde el 2008 hasta finales del 2010, el precio había variado muy poco, su costo pasó de 210 \$/kWh en el año 2010 a 285\$/kWh en el 2011, debido a la fuerte ola invernal que azotó a Colombia y su fuerte dependencia en generación hidroeléctrica. En el 2012, el precio del kWh se normalizó hacia valores cercanos a los 220\$/kWh.

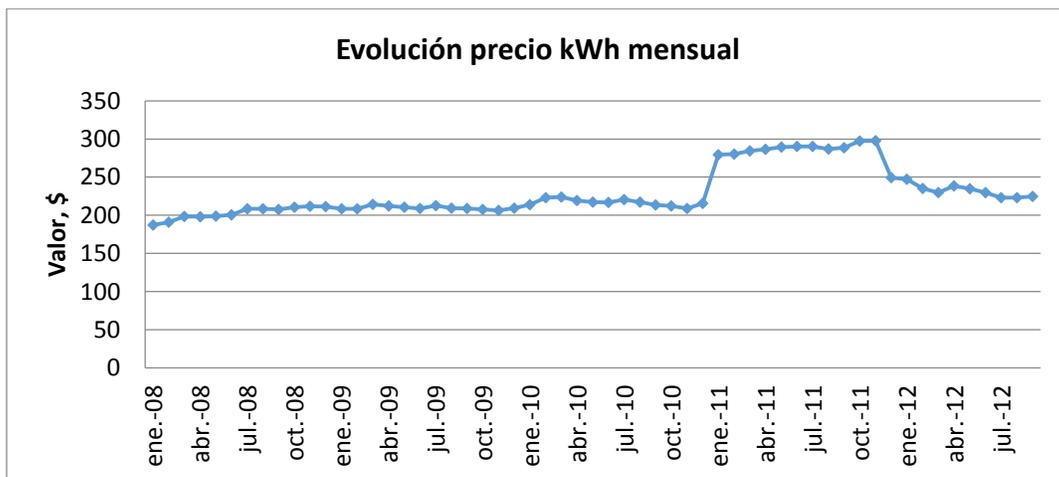


Figura 3.5. Precio del kWh mes a mes desde el año 2008 al 2012

La gráfica y el modelo de regresión lineal de los datos sin filtrar dados en el Anexo A3, Producción y consumo de energía primaria mensual de la planta caso de estudio, del consumo eléctrico como función de la producción se muestran en la Figura 3.6. El coeficiente de regresión R^2 es 0,78 que para efectos de la ISO 50001 de 2011 es fuerte. Aquí los datos están sin filtrar, lo que significa que todos los datos de la muestra están incluidos en el modelo matemático.

El modelo obtenido del análisis de los datos sin filtrar es

$$E_{elect} = (5,6954P_{unid} + 242025)kWh/mes$$

Donde P_{unid} es la producción de baterías en Unidades por mes, E_{elect} es el consumo de electricidad mensual en kWh y el término independiente del miembro derecho, es el Consumo No Asociado a la Producción, es decir, consumo eléctrico independiente del nivel de producción alcanzado en un mes particular, y se debe a equipos indirectamente vinculados a producción, retrasos, etc.

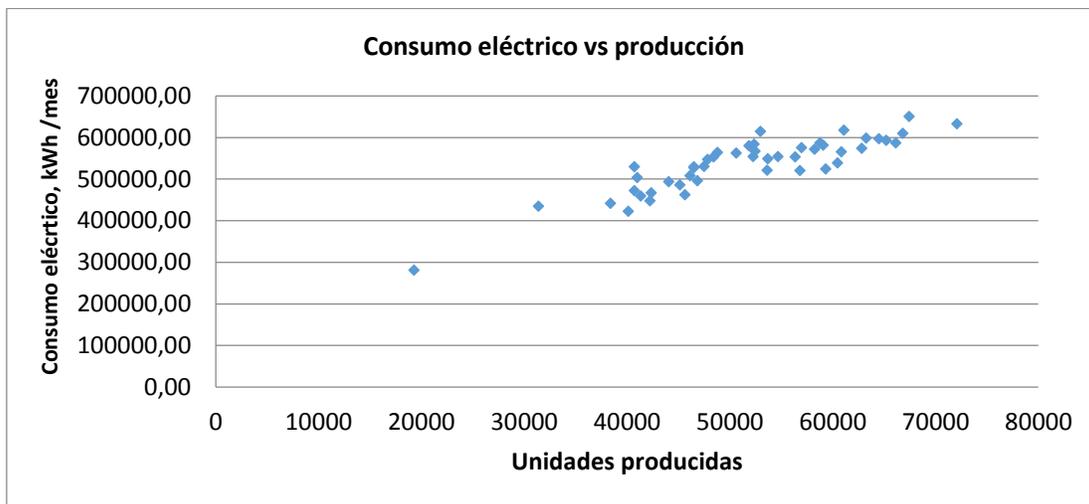


Figura 3.6. Consumo eléctrico vs producción de baterías de los datos sin filtrar

a) línea Base y línea Meta para el Consumo de Electricidad.

La Línea Base es un modelo que permite, mediante un análisis estadístico del Consumo como función de la producción periodo a periodo, establecer una

correlación matemática entre aquellos datos que mejor se ajustan al comportamiento del grupo de datos en general.

La línea Base se construye a partir de la selección o filtrado de los datos. Filtrar datos implica establecer la desviación estándar del conjunto de datos, eliminar aquellos puntos que se encuentran 1,5 veces por encima y por debajo de la media calculada, y encontrar un nuevo modelo matemático que se denominará Línea Base con datos filtrados, como muestra la Figura 3.7. Con una fiabilidad del 85% y con un coeficiente de correlación de 0,80, la línea base que se obtuvo es:

$$E_{elect} = (5,1744P_{unid} + 270868)kWh/mes$$

La energía por unidad producida es de 5,174 kWh/mes y el Consumo No Asociado a la Producción a 270868 kWh/mes que representa el 50% del Consumo Promedio del periodo estudiado.

La Línea Meta, conserva la pendiente de la Línea Base, pero resta al Consumo No Asociado a la Producción Base, la desviación estándar de los datos que mostraron mejores eficiencias en el proceso de fabricación de baterías. La Figura 3.7, muestra la Línea Meta, definida como el Consumo No Asociado Alcanzable o posible, a partir del análisis estadístico de aquellos datos que se encuentran por debajo de la Línea Base. Es decir, aquellos puntos para los cuales hay una producción específica de baterías y diferentes consumos, unos mayores que otros, lo que muestra menores y mayores eficiencias en Consumo del mes particular, respectivamente. La ecuación del modelo de la Línea Meta es:

$$E_{elect} = (5,1744P_{unid} + 247566)kWh/mes$$

Donde el Consumo No Asociado a la Producción Meta es de 247566 kWh/mes, que representa el 45,7% del Consumo promedio de los últimos 5 años. De aquí que, el porcentaje de ahorro alcanzable por mejoras en la eficiencia energética sea de 4,3% o 23300kWh/mes, que equivalen a \$5300000/mes.

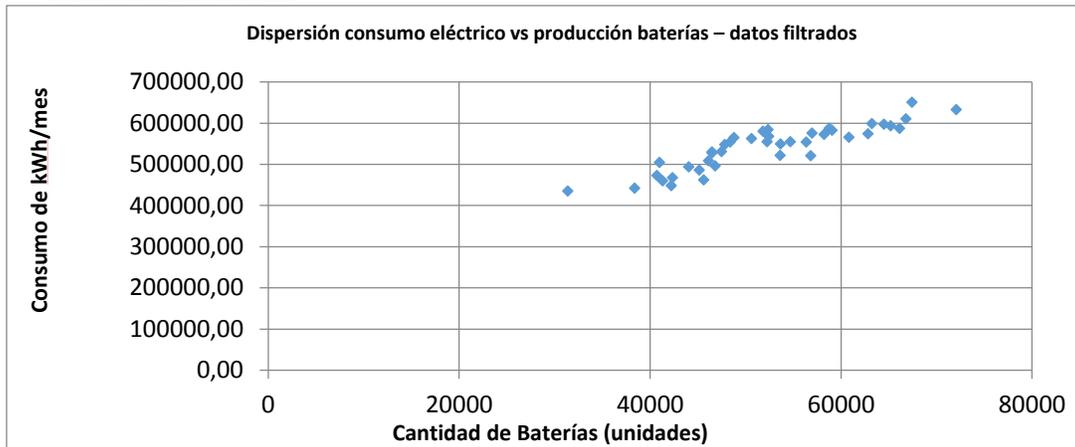


Figura 3.7. Dispersión del Consumo eléctrico vs Producción con datos filtrados.

b) Índices de Consumo para la electricidad

El índice de consumo es la razón entre el consumo eléctrico mensual y el número de unidades de acumuladores producidos en ese mes. La Figura 3.8, señala la variabilidad marcada en los índices de consumo para la electricidad de los años 2008 al 2012.

De la ecuación del modelo de Línea Base, se obtiene el Índice de Consumo Base o Teórico que se define como la Energía por unidad de producción, cuyo modelo matemático es:

$$IC = \frac{E_{elect}}{P_{unid}} = \left(5,1744 + \frac{270868}{P_{unid}} \right) \quad kWh/Unidad * mes$$

El aumento del costo energético por unidad producida se debe al consumo no asociado a la producción dividido entre la producción. De allí que, a mayor producción, el Índice de consumo por unidad mensual disminuya para un consumo particular.

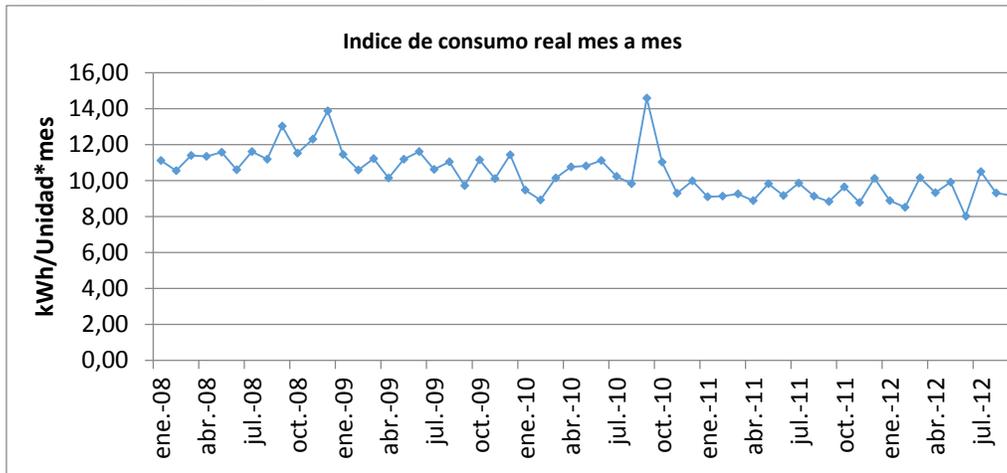


Figura 3.8. Evolución del Índice de Consumo Real de los años 2008 al 2012

La gráfica mostrada en la Figura 3.9, señala la tendencia en disminución del índice de consumo real frente al mayor número de unidades producidas por mes. Se demuestra que independientemente del nivel de producción el Índice de Consumo Mínimo alcanzable es 5,1744 kWh/mes. Debido al Consumo No Asociado a la Producción, el Índice de Consumo Real es mayor, con un promedio de 10,51 kWh/mes en los últimos 4 años. Es de anotar que en meses específicos, el índice de consumo ha alcanzado valores mínimos de 8,0 kWh/mes para una producción de 82000 acumuladores en un periodo como se ve en la Figura 3.9.

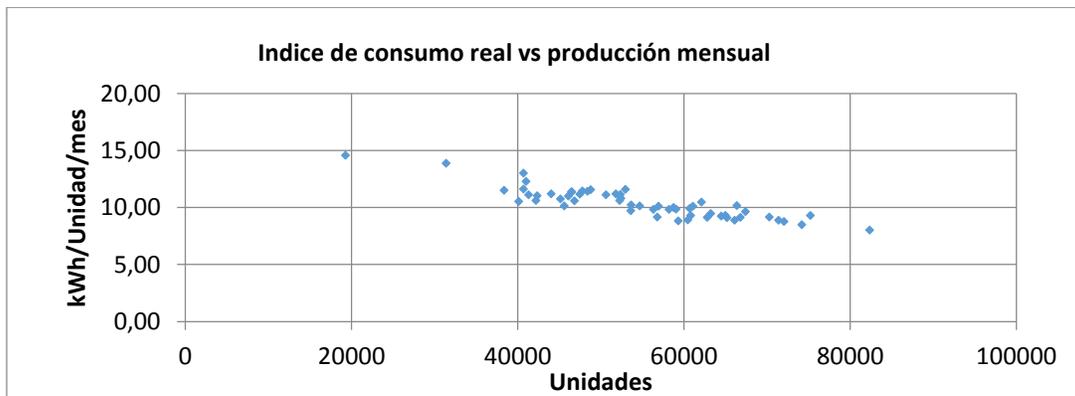


Figura 3.9. Índice de Consumo Real vs Baterías Producidas.

En la Figura 3.10 se muestra que para valores inferiores a 80000 baterías producidas, existe correspondencia entre los índices de Consumo real y teórico.

Para volúmenes de producción superiores, el índice de consumo teórico tiende a estabilizarse en 5,2 kWh/mes.

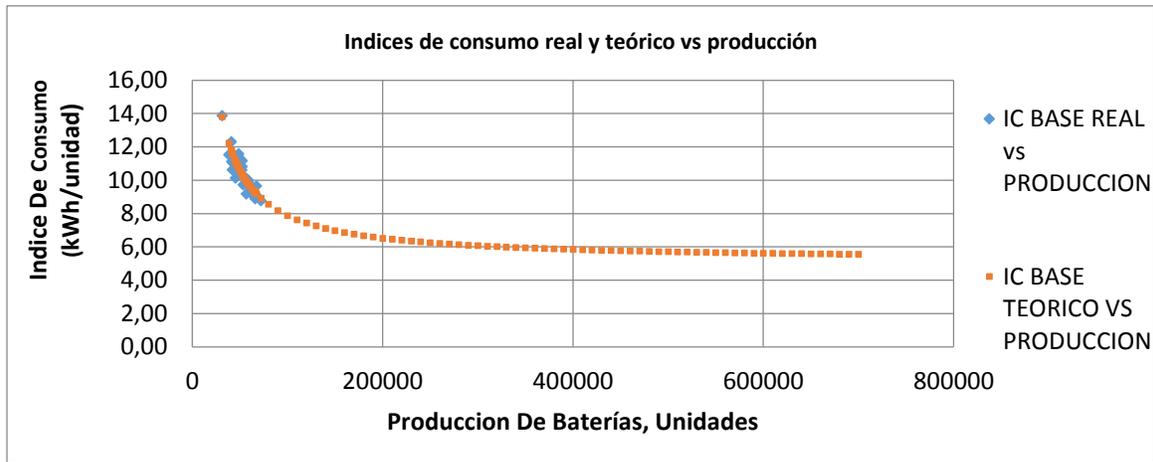


Figura 3.10. Índice de Consumo Real y Teórico vs Producción de Baterías.

Sin embargo, para obtener el cambio en el índice de Consumo teórico, es necesario calcular su segunda derivada. A partir de allí se puede estimar el punto de producción crítica, la tasa de producción crítica y el potencial de ahorro alcanzable. Según muestra la Figura 3.11, se demuestra que el punto crítico de producción es 120000 unidades de baterías por mes, que arroja una tasa de producción crítica de 167 unidades por hora.

En este análisis se demuestra que, véase la Tabla 3.2, si se implementan variaciones en la operación de los procesos de fabricación hasta alcanzar las 120000 unidades por mes, que requieren 167 unidades fabricadas por hora, es posible alcanzar un ahorro potencial de 161200 kWh/mes, que equivale al 29,76% del consumo actual, con un ahorro económico estimado en \$37000000/mes.

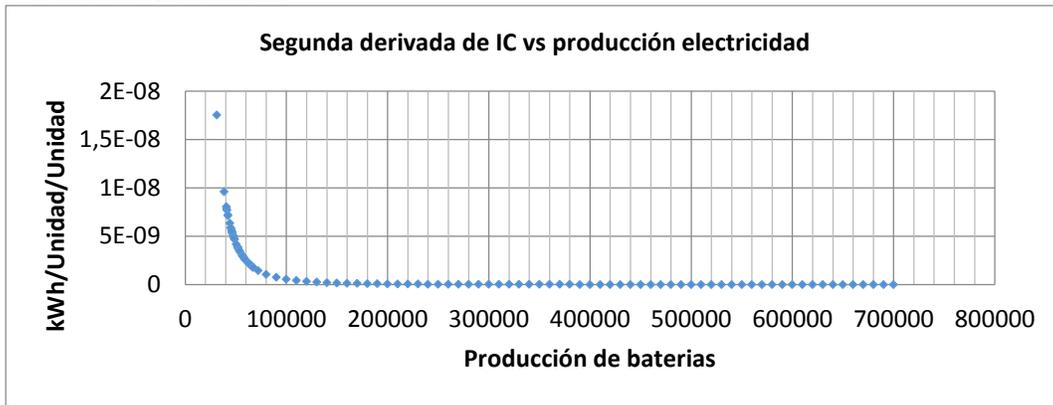


Figura 3.11. Razón de cambio del índice de consumo vs producción de baterías

Tabla 3.2. Parámetros de producción Crítica de Baterías alcanzables por variaciones operacionales

PARAMETROS DE PRODUCCION CRITICA		
PROMEDIO DE PRODUCCION ACTUAL	52355,4	Unid/mes
TASA DE PRODUCCION ACTUAL	72,72	Unid/h /mes
PROMEDIO DE IC REAL	10,51	kWh/Unid
PUNTO PRODUCCION CRITICO ALCANZABLE	120000	Unid
TASA PRODUCCION CRITICA ALCANZABLE	166,67	Unid/h/mes
POTENCIAL DE AHORRO	161209,8	kWh /mes
% AHORRO	29,76	%

c) Tendencia en los consumos de electricidad

La Tabla 3.3, muestra la evolución de los consumos eléctricos de la planta como función de la producción. El consumo teórico se calcula evaluando la producción real en la ecuación de línea base de los años 2008 a 2011. La resta del consumo real y el consumo teórico, señala el mes en que el proceso productivo fue más o menos eficiente (según si la diferencia fue negativa o positiva, respectivamente).

La tendencia creciente en la Suma Acumulada, muestra la disminución de la eficiencia en los procesos de producción y por tanto, el aumento de los costos energéticos mensuales de la planta según muestra la Figura 3.12.

Tabla 3.3. Tendencia del consumo de electricidad en el año 2012.

TABLA DE VALORES DE TENDENCIA						
n	Fecha	Producción (Unidades)	Consumo Real (kWh)	CONSUMO TEORICO $E_t = m_l b * P + E_o l b$ (kWh/h mes)	Consumo real – Consumo teórico (kWh/mes)	SUMA ACUMULADA (kWh/mes)
1	ene-12	71.381	634676,88	640214,8	-5537,9	-5537,9
2	feb-12	74.193	631777,92	654764,9	-22987,0	-28524,8
3	mar-12	66.382	674848,08	614348,4	60499,6	31974,8
4	abr-12	64.984	605977,92	607114,8	-1136,8	30838,0
5	may-12	60.698	602479,44	584937,7	17541,7	48379,7
6	jun-12	82.357	661030,56	697007,9	-35977,3	12402,4
7	jul-12	62.134	652000,00	592368,0	59632,0	72034,4
8	ago-12	75.222	700616,64	660089,2	40527,4	112561,8
9	sep-12	70.283	645150,72	634533,4	10617,3	123179,1

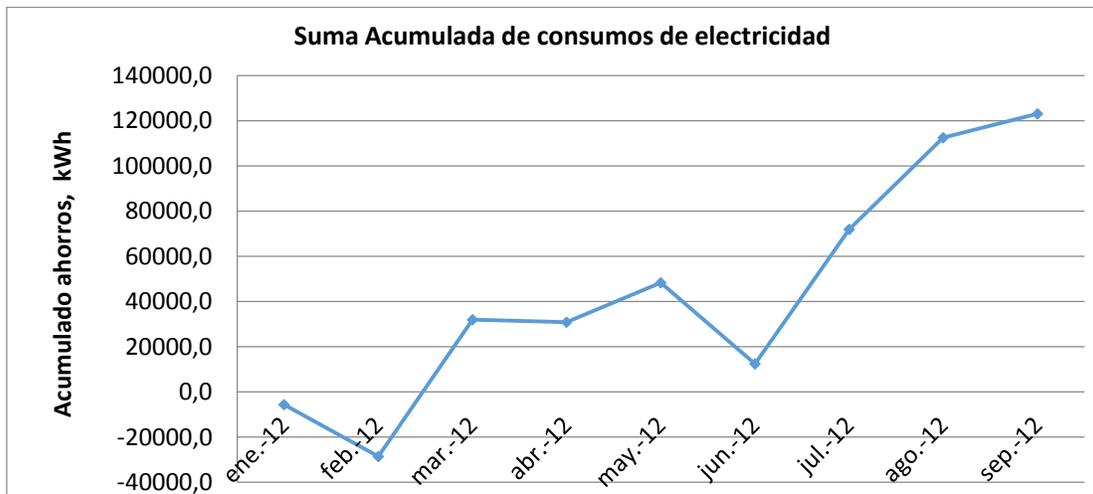


Figura 3.12. Suma Acumulada de las diferencias entre consumos Reales y Teóricos

3.1.2. Gestión energética gas natural

3.1.2.1. Datos

Los valores del consumo mensual de Gas Natural en m^3 y la cantidad de plomo procesado en kg para el mismo periodo, durante los años 2010, 2011 y 2012 se

muestran en el Anexo A3, Producción y consumo de energía primaria mensual de la planta caso de estudio.

Para el caso del gas natural, su uso está asignado a la fundición de plomo, materia prima fundamental de los procesos productivos de la planta. La producción de baterías ácido plomo requieren calidad y alta pureza de los plomos utilizados, razón por la cual existen diferentes áreas con el propósito de llevar a condiciones químicas apropiadas el plomo suministrado por un tercero. Para las distintas necesidades del proceso productivo, el plomo requiere ser tratado en tres crisoles de distintas capacidades: 32 ton, 15 ton y 2,5 ton.

En el área de refinación o metalurgia se funde, en un crisol a gas natural de 32 toneladas, el plomo virgen y reciclado y se añaden aditivos para lograr una pureza cercana al 99,9%. En este crisol, refinar el plomo implica la eliminación de otras sustancias químicas como el cobre, azufre, escoria y otros. El retiro de éstas se hace manualmente, lo que incrementa el desperdicio de considerables cantidades de energía térmica durante la aplicación de aditivos, los tiempos de las reacciones químicas, y retiro de los polvos resultantes de la superficie del plomo dentro del crisol.

Además, en una revisión del estado general de las paredes del crisol de metalurgia, se encontraron deteriorados los aislantes en amplias zonas, así como la ausencia de sellamiento en sus puertas. Una vez el plomo está refinado, se bombea a una lingotera donde se deja solidificar en lingotes de 25kg y se almacena. Se calcularon las pérdidas a través de paredes y exhosto, y se reveló la sensible importancia de intervenir desde los procesos de combustión en el quemador hasta los procedimientos en que los operarios efectúan sus labores.

Una parte de los lingotes son llevados al crisol del Equipo de óxido, donde nuevamente se funden y se llevan al reactor de producción de Óxido de Plomo. Este crisol es cilíndrico vertical sin tapa, con sus paredes aislantes en regular estado. Su quemador está posicionado de tal forma que el frente de la llama golpea directamente una de las paredes. Ésta superficie del aislante está deteriorada y a muy altas temperaturas, lo que incrementa las pérdidas por los distintos mecanismos de transferencia de calor.

Otra parte del plomo puro, se lleva a pequeños crisoles de las rejilladoras y la cantidad restante, es fundida en el Premelt o crisol de la línea de fabricación de cinta de plomo para su posterior expansión. Todos los pequeños crisoles de las rejilladoras y el Premelt no tienen tapa, por lo que el plomo fundido está expuesto y las pérdidas por transferencia de calor son significativas.

Una porción de los lingotes de plomo, se funden nuevamente en el Crisol de Partes pequeñas, desde donde se construyen aquellos elementos que requieren las baterías para ser completadas como bornes, uniones y otros. Este crisol cilíndrico vertical tiene una capacidad de 2,5 ton y no tiene tapa ni aislante en sus paredes. Su quemador usa aire ambiente y su llama está expuesta al aire libre. Es prioritario intervenir con medidas extremas este horno del proceso productivo.

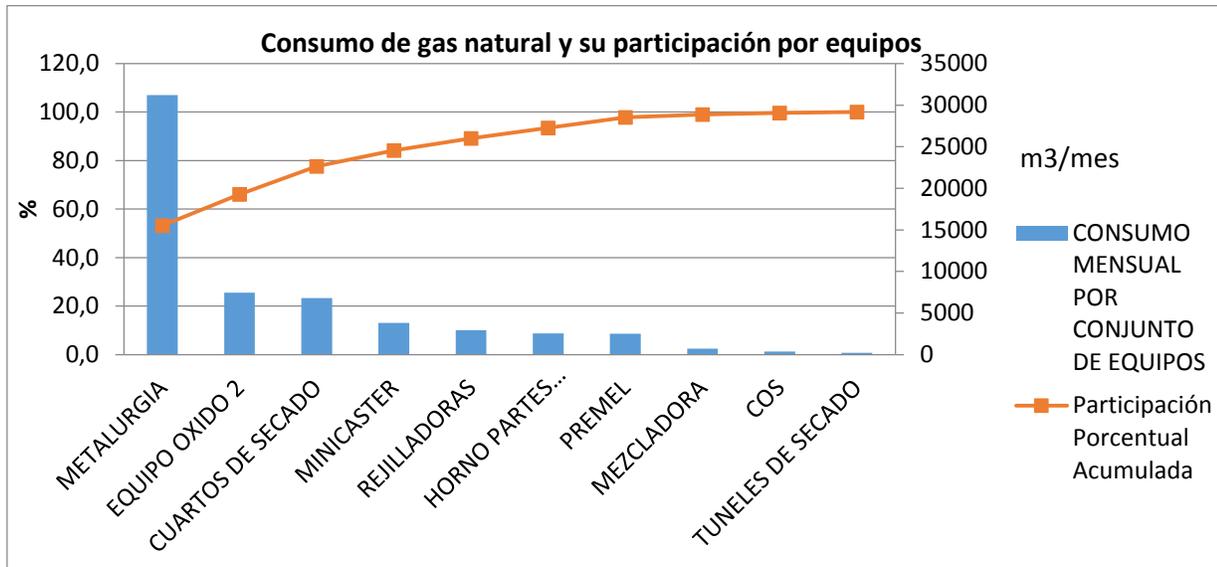
Los consumos de gas natural mensuales por área y por equipo en la planta industrial se resumen en la Tabla 3.4.

No obstante a la tabla, el diagrama de Pareto mostrado en la Figura 3.13 señala la significativa participación del proceso de refinación de plomo en el consumo mensual de gas natural en la planta. Debido a los grandes volúmenes de materia prima que se procesa en esta área y la dependencia del resto de los procesos, los equipos involucrados deben ser objeto de vigilancia, control y seguimiento para impactar más los comportamientos energéticos del mismo.

Tabla 3.4. Consumidores de Gas Natural por área

TABLA DE CONSUMOS DE GAS NATURAL POR AREA POR EQUIPOS					
AREA	GRUPO EQUIPOS	CONSUMO (M3 /mes)	% PART EN SECCION	% PART TOTAL	% CONSUMO DEL AREA RESPECTO AL TOTAL
EQUIPO OXIDO	METALURGIA	31200	61,25	53,27	86,98
	EQUIPO OXIDO 2	7458	14,64	12,73	
	REJILLA S	2940	5,77	5,02	
	TUNEL DE SECADO	2536,8	4,98	4,33	
	CUARTOS DE SECADO	6804	13,36	11,62	
	SUBTOTAL	50939	100,00		
EXPANDIDO DE PLACAS NEGATIVAS	PREMEL	2520	34,68	4,30	12,41
	MINICASTER	3821,4	52,59	6,53	
	MEZCLADORA	726,72	10,00	1,24	
	TUNEL DE SECADO	198	2,72	0,34	
	SUBTOTAL	7266,12	100,00		
ENSAMBLE	COS	360	100,00	0,61	0,61
	SUBTOTAL	360	100		
	GRAN TOTAL	58565			

Figura 3.13. Mayores consumidores mensuales de Gas Natural



Es de anotar que el 80% del consumo de gas natural reposa en los equipos de Metalurgia, de óxido, cuartos de secado, Minicaster y rejilladoras que representan el 20% de los equipos consumidores. Estos equipos son fundamentales en los procesos de la planta y por tanto, son objeto de mayor seguimiento en el uso de los energéticos, específicamente gas natural y electricidad.

3.1.2.2. Participación por área y total de equipos consumidores Gas Natural.

El consumo del área Equipo de Oxido, que incluye el crisol de metalurgia y el de producción de óxidos, equivale al 87% del total del gas natural consumido en la planta, seguido del área de Expandido de Placas Negativas con una participación del 12%. Este consumo, está relacionado con variables del proceso mismo, la falta de automatización, los tiempos prolongados de cada carga, el uso de energía extra para llevar a estado líquido el plomo, solidificarlo y luego fundirlo nuevamente, en los distintos procesos de Rejillado, elaboración de cinta, etc.

El Minicaster y el Premelt, equipos cuya función principal es fundir plomo puro, participan con un 88% del consumo total del área. Estos equipos pueden intervenir para mejorar su eficiencia, pues con medidas sencillas podría hacerse mejor uso de la energía térmica de los procesos de combustión.

Los procesos de refinación del plomo participan con un 61% en la sub área de Metalurgia. El crisol de metalurgia es el mayor en capacidad y posee un quemador de alto poder calórico pero con tecnología antigua. El crisol del equipo de óxido, participa con un consumo del 15% del área, seguido de los cuartos de secado con el 13%. Aunque los materiales aislantes de los hornos están en regular estado, las pérdidas a través de paredes son significativas y por tanto requiere atención oportuna.

El promedio de consumo mensual de gas natural ronda los 58800 m³/mes, donde los consumos de los años 2008 a 2010 están en su mayoría por encima de la media y varios meses con consumos por debajo de este valor en los últimos años, según la Figura 3.14. Es clara la tendencia a disminución en los años 2011 a 2012, pues hay mayor número de mínimos en los consumos netos de Gas Natural, según se muestra en los consumos anualizados de la Figura 3.15.

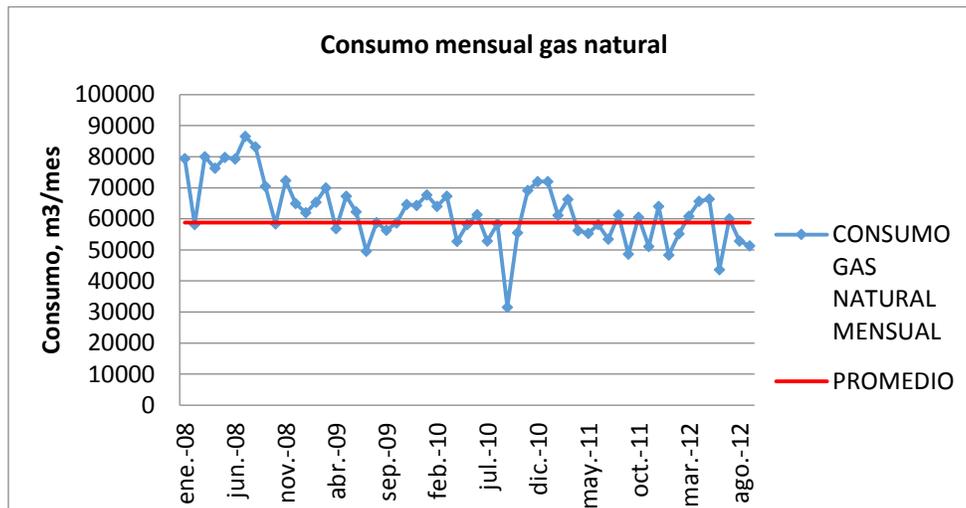


Figura 3.14. Consumo Gas Natural años 2008 a 2012

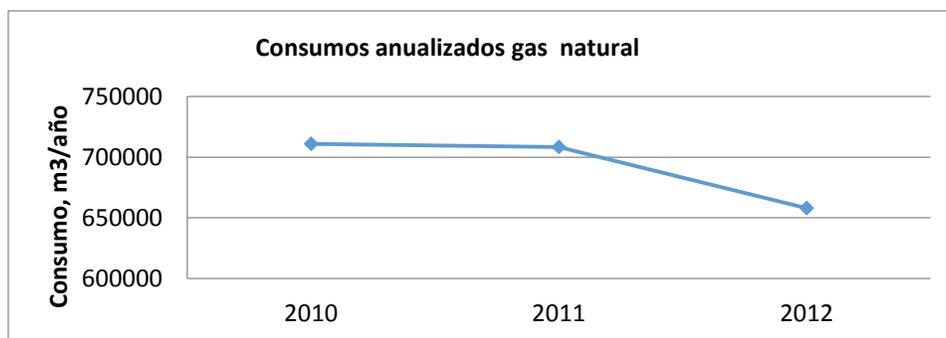


Figura 3.15. Consumos anualizados de Gas Natural años 2010 a 2012

Un intento de establecer relaciones cualitativas entre la cantidad de plomo procesado y el consumo de gas natural por cada mes estudiado, se muestra en la Figura 3.16. Se muestra cierta correspondencia entre ambos valores, sobre todo cuando existen valores mínimos en la producción de plomo. Para producciones similares de Plomo procesado, el consumo de Gas Natural se mantiene casi constante.

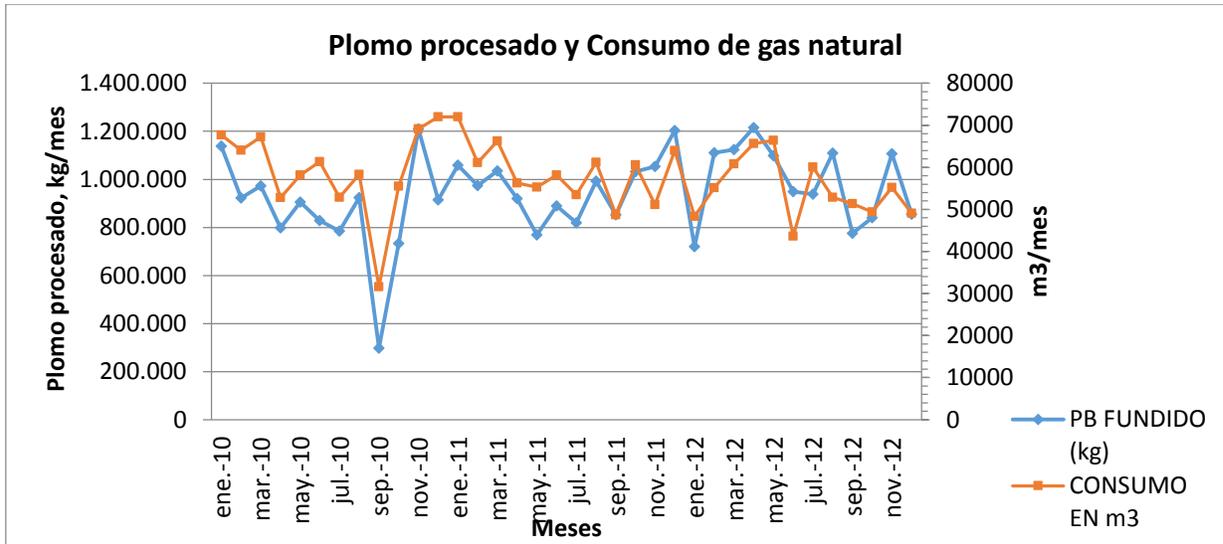


Figura 3.16. Producción de plomo procesado y Consumo de Gas natural

La Figura 3.17 muestra los costos de cada m³ de gas natural en un periodo de 4 años. El promedio multianual del costo del m³ es 718\$/m³. La tendencia creciente de los costos en el año 2012, se debe a los cambios de rango en los consumos que se facturan por el prestador de servicios.

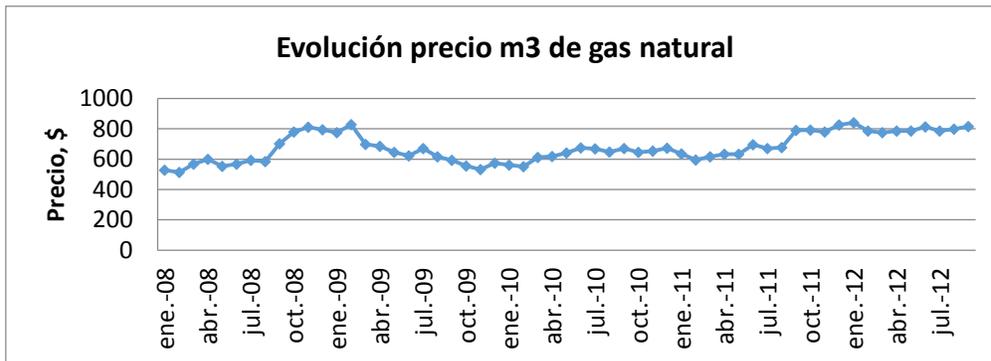


Figura 3.17. Costos del Gas Natural en el tiempo (\$/m3)

El modelo de regresión lineal de los datos sin filtrar del consumo de gas natural como función de la producción de baterías es:

$$E_{gas} = 0.0933P_{pb} + 58591$$

Donde

E_{gas} , es el consumo de gas en m³/mes

P_{pb} , es la cantidad de plomo procesado en kg/mes

El coeficiente de regresión R^2 es 0,0088 que para efectos de la ISO 50001 de 2011 es débil. Esto implica que el modelo no será capaz de predecir el Consumo de Gas Natural en función del número de baterías fabricadas, por tanto, se debe buscar otras variables que se relacionen mejor con el consumo de gas natural. La Figura 3.18 muestra la dispersión de la energía consumida en gas natural y su relación con el número de baterías producidas mensualmente en el periodo estudiado.

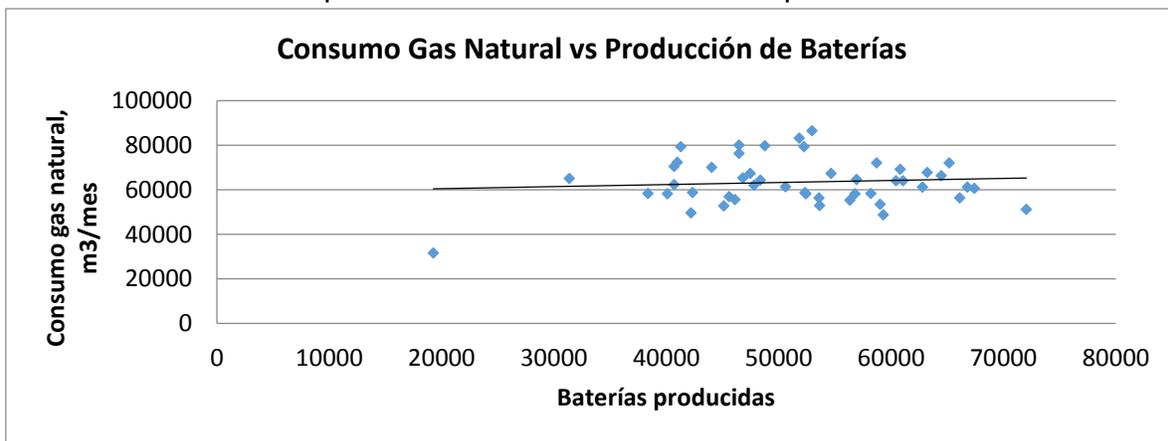


Figura 3.18. Modelo lineal del Consumo de Gas Natural y la Producción de Baterías

Después de analizar el proceso, se decidió que se debe establecer una correlación entre el Consumo de Gas Natural y la cantidad de plomo que se procesa o plomo que se funde en kilogramos. Se demuestra que esta correlación otorga un mejor modelo de regresión lineal, como muestra la Figura 3.19. La ecuación del modelo lineal muestra que con los datos sin filtrar, se tiene que el consumo de Gas Natural E_{gas} en m³/mes en función de la cantidad P_{pb} de plomo procesado en kg/mes es:

$$E_{gas} = (0,0325P_{pb} + 27673) \quad m^3/mes$$

Con R^2 igual a 0.487

Donde el Consumo No Asociado a la Producción de plomo procesado, es decir, consumo de Gas Natural independiente de la cantidad de plomo procesado alcanzado en un mes particular, y se debe a equipos indirectamente vinculados a producción, retrasos, re-procesos, ineficiencias en quemadores, etc.

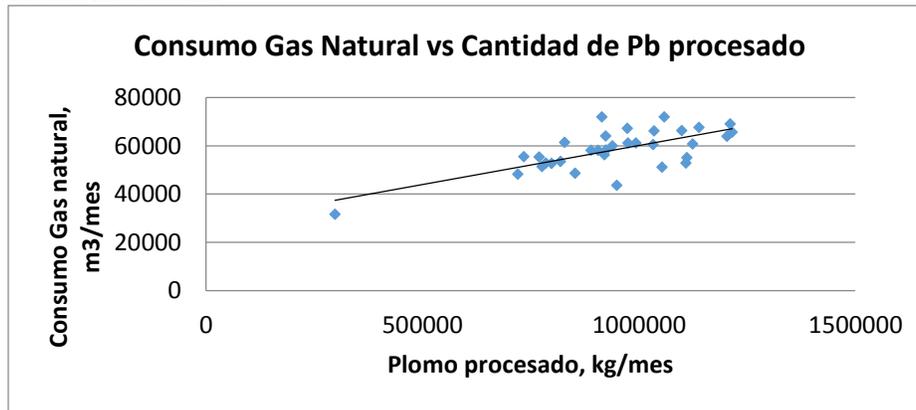


Figura 3.19. Modelo lineal del Consumo de Gas Natural vs Plomo procesado. Datos sin filtrar

a) línea Base y línea Meta

Al eliminar aquellos puntos cuyos consumos de Gas Natural están por encima y por debajo de 1,5 veces la desviación estándar del conjunto de datos, se efectúa el filtrado de datos; los datos restantes que pertenecen al intervalo se analizan estadísticamente, de los que se obtuvo un nuevo modelo matemático denominado Línea Base, como se muestra en la Figura 3.20. Con una fiabilidad del 84,8% y con un coeficiente de correlación de 0,79, el modelo matemático obtenido para la Línea Base es:

$$E_{gas} = (0,0399P_{Pb} + 22480)m^3/mes$$

Donde la energía o consumo por kilogramo de plomo procesado es de 0,0399 m³/mes y el Consumo No Asociado a la Producción es 22480 m³/mes que representa el 38,96% del Consumo Promedio del periodo estudiado.

Además, La Figura 3.20 muestra el modelo matemático de la Línea Meta, que como en el caso de la Electricidad, representa el Consumo No Asociado Alcanzable, a partir del análisis estadístico de aquellos datos que se encuentran por debajo de la Línea Base, es decir, aquellos valores del consumo que fueron menores para una producción particular.

La Línea Meta, conserva la pendiente de la Línea Base, pero resta al Consumo No Asociado a la Producción Base, la desviación estándar de los datos que mostraron mejores eficiencias en el proceso de fundición de plomo. La ecuación del modelo de la Línea Meta es:

$$E_{gas} = (0,0399P_{Pb} + 19286)m^3/mes$$

Donde el Consumo No Asociado a la Producción Meta es de $19286\text{m}^3/\text{mes}$, que representa el 33,5% del Consumo promedio de los últimos años. De aquí que, el porcentaje de ahorro alcanzable por mejoras en la eficiencia energética sea de 5,46% o $3150\text{m}^3/\text{mes}$ o $\$2100000/\text{mes}$.

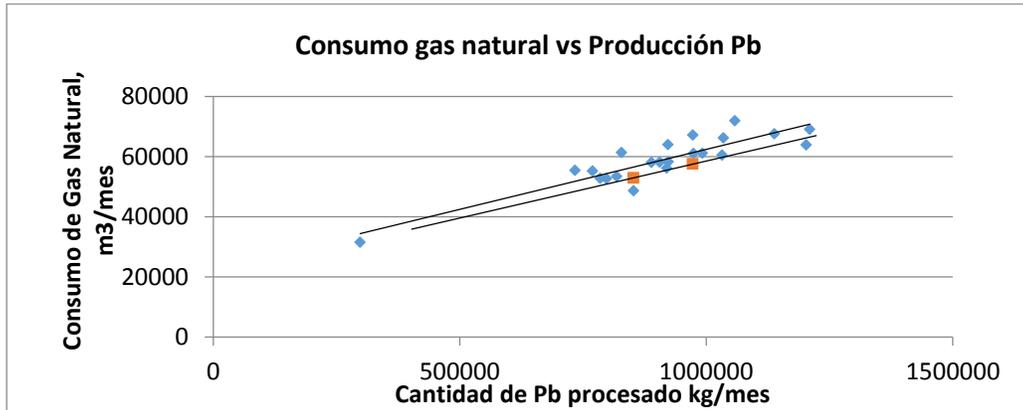


Figura 3.20. Línea Base y Línea Meta Consumo Gas Natural vs Cantidad Plomo/mes

b) Índices de Consumo gas natural

La evolución temporal del Índice de Consumo real de los últimos 3 años, se muestra en la Figura 3.21, señala la tendencia a la disminución del mismo con punto mínimo de $0,045\text{m}^3/\text{kg}^*\text{mes}$. Esto implica que los procesos de la planta en los que se usa el Gas Natural están siendo más eficientes, y puede deberse a mejoras en aislamientos, quemadores, mayor continuidad en los procesos, etc.

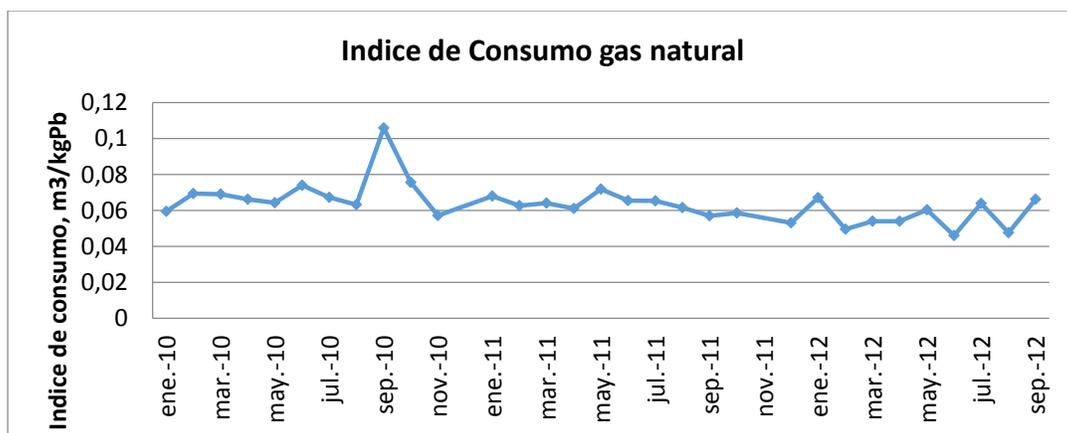


Figura 3.21. Índices de Consumo reales gas natural últimos años.

Los índices de consumo reales de la Planta Industrial y su relación con el aumento de la cantidad de plomo procesado, alcanza Índices de Consumos reales cercanos a 0,045 m³/kgPb para una producción de 1200000 kg de Pb /mes. Nótese que la Figura 3.22 muestra que para una misma producción de Plomo, pueden existir varios índices de consumo, lo que señala la mayor o menor eficiencia de los procesos en el mes particular.

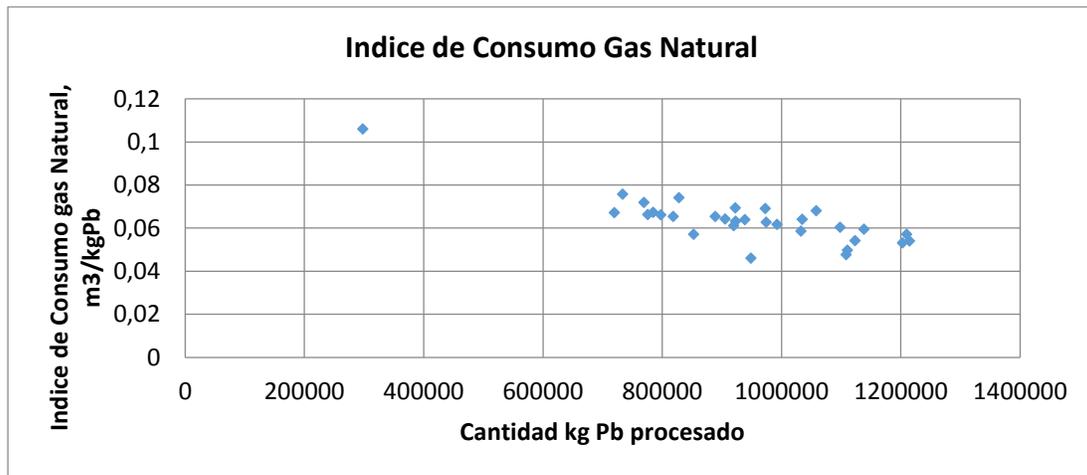


Figura 3.22. Índice de Consumo de Gas Natural por kg de plomo procesado

De la ecuación del modelo de Línea Base, se obtiene el Índice de Consumo Base o Teórico que se define como la Energía por unidad de producción, cuyo modelo matemático es:

$$IC = \frac{E_{gas}}{P_{Pb}} = \left(0,0399 + \frac{22480}{P_{Pb}} \right) m^3 / kg Pb * mes$$

Donde la energía por kg de plomo procesado base o Índice de Consumo Base es 0,0399 m³/kg Pb*mes. El segundo término del miembro derecho de la expresión es El Consumo No Asociado a la Producción dividido entre la Producción, que es una expresión matemática que permite calcular el aumento del costo energético por cada kilogramo de plomo procesado en función del volumen producido.

Esta expresión del índice de consumo base, teóricamente puede predecir el comportamiento de los índices de consumo como función de la cantidad de plomo procesado. La Figura 3.23 muestra los índices de consumo reales y teóricos como

función de la producción de plomo procesado. Nótese que para muy altos valores de producción, el índice de consumo se vuelve constante a valores cercanos a $0,04\text{m}^3/\text{kg Pb}$.

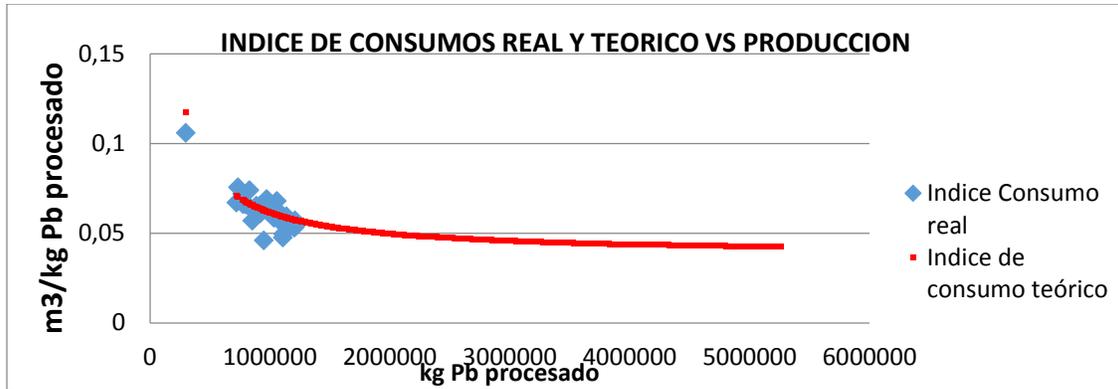


Figura 3.23. Dispersión de Índices de Consumo Real y Teórico

Sin embargo, para calcular la razón de cambio del índice de consumo base teórico, es necesario calcular la segunda derivada de la expresión encontrada para el índice de consumo teórico. Con este procedimiento se puede establecer el punto en el cual se puede alcanzar un mínimo del consumo de Gas Natural para una producción específica. La Figura 3.24 muestra la gráfica de la segunda derivada del índice de consumo base teórico como función de la producción de plomo. Según se puede interpretar, los puntos de la gráfica cruzan al eje x en una producción de 1350000 kg Pb Procesado, que es el parámetro de producción crítica estimada, para obtener un índice de consumo real de $0,0636\text{ m}^3/\text{kg Pb}$.

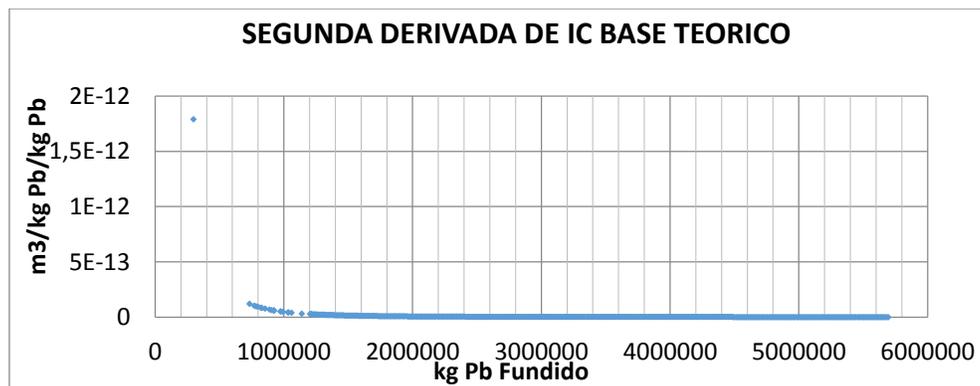


Figura 3.24. Segunda derivada Índice de Consumo base teórico vs Producción

En la Tabla 3.5 se demuestra que en las actuales condiciones de producción de la Planta, la tasa crítica de procesamiento de plomo es de 1303kg Pb/h, con un promedio de producción de 938785kg Pb/mes y un Índice de Consumo de 0,0636m³/kg Pb. Sin embargo, si se procesara un promedio de 1350000 kg Pb/mes, la tasa crítica de procesamiento de plomo se elevaría a 1875kg Pb/h y el Índice de Consumo sería de 0,0573m³/kgPb, con un ahorro estimado de 13,07%.

Tabla 3.5. Parámetros de Producción crítica de plomo

PARAMETROS DE PRODUCCION CRITICA		
Promedio de producción actual	938785,0	kgPb/mes
Tasa crítica de producción actual	1303,87	kgPb/h
Promedio de IC real	0,0636	m ³ /kgPb
Punto producción crítico estimada	1350000	kg Pb/ mes
Producción crítica estimada	1875,00	kgPb/h
Potencial de ahorro	7590,5	m ³ /mes
% Ahorro	13,07	%

c) Tendencia en los consumos de gas natural.

Una forma de establecer el comportamiento de los consumos energéticos del Gas Natural en un año, es estimar a partir de la línea Base de años anteriores el consumo del año inmediatamente siguiente, de modo que, al presupuestar una producción específica por unidad de tiempo se pueda calcular el gasto energético en ese periodo. La Tabla 3.6 muestra el consumo de Gas Natural estimado del año 2012, a partir de una producción presupuestada y calculado con la línea Base de los años 2010 y 2011.

En la Figura 3.25, se muestra el comportamiento acumulado del consumo de gas natural en el año 2012, mostrando que son más eficientes en el uso del recurso energético.

Tabla 3.6. Tendencia de los Consumos de Gas Natural.

TABLA DE VALORES DE TENDENCIA						
n	Fecha	Producción Plomo fundido (Kg)	Consumo (m3/mes)	CONSUMO TEORICO $E_t = m_{lb} * P + E_{olb}$	Ereal - Etend	SUMA ACUMULATIVA
1	ene-12	719938,33	48305	51205,5	-2900,5	-2900,5
2	feb-12	1110708,7	55165	66797,3	-11632,3	-14532,8
3	mar-12	1123787,03	60803	67319,1	-6516,1	-21048,9
4	abr-12	1215102,84	65680	70962,6	-5282,6	-26331,5
5	may-12	1098573,89	66377	66313,1	63,9	-26267,6
6	jun-12	948903,84	43624	60341,3	-16717,3	-42984,9
7	jul-12	938531,47	60020	59927,4	92,6	-42892,3
8	ago-12	1108634,75	52877	66714,5	-13837,5	-56729,8
9	sep-12	775668,63	51360	53429,2	-2069,2	-58799,0

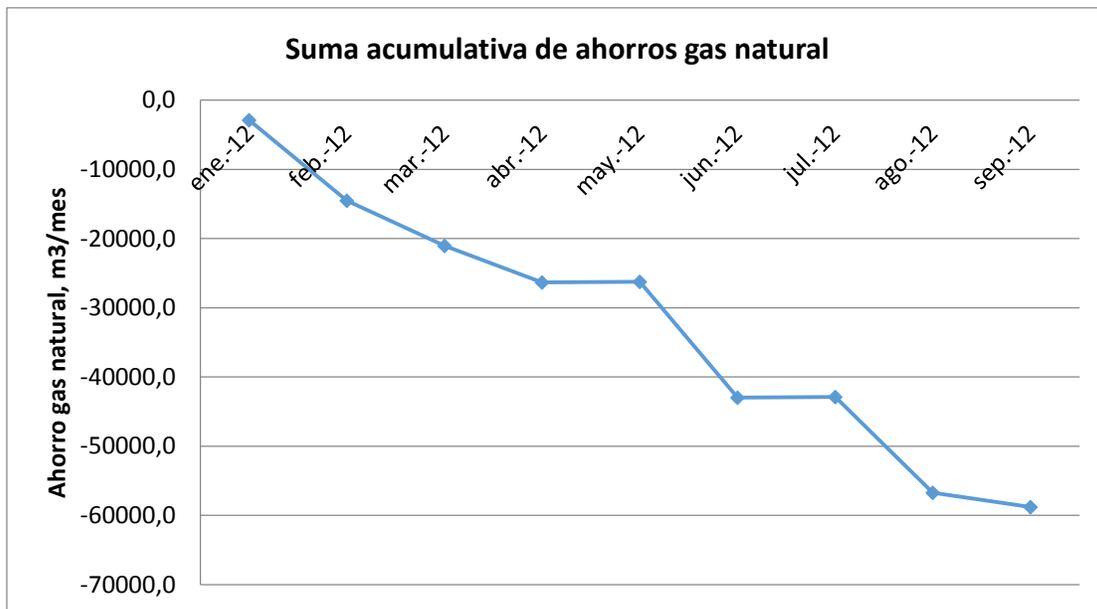


Figura 3.25. Suma acumulativa de ahorros de gas natural año 2012.

3.2. Conclusiones parciales

Las conclusiones del este estudio energético en la Planta Industrial de Fabricación de Baterías Ácido – Plomo para automotores son las siguientes:

- El área industrial que le corresponde el mayor consumo de energía eléctrica es la nombrada Equipos Perimetrales, con un 40 % del consumo total. Los equipos de la planta mayores Consumidores de Energía Eléctrica y que acumulan el 80 % del total son los Equipos de Acondicionamiento de aire, los equipo Compresores de Aire, Las Mesas de Carga de Baterías, el Equipo de Oxido de Plomo, los Colectores de Polvos y la Mezcladora; por tanto, resultará provechoso mejorar la eficiencia de estos equipos para incrementar la competitividad de la Planta.
- El consumo de energía eléctrica en los últimos tres (3) años muestra una tendencia de incremento apreciable, unido también al incremento de su precio el cual oscila alrededor de 230\$/kWh.
- El modelo matemático que caracteriza el consumo de energía eléctrica -E kWh/mes- , que constituye la Línea Base, en función de las unidades de baterías producidas en cada mes, es el siguiente

$$E_{elec} = (5,1744P_{unid} + 270868)kWh/mes \quad \text{con } R^2=0,80$$

- El modelo matemático de la Línea Meta del consumo de energía eléctrica es:

$$E_{elec} = (5,1744P_{unid} + 247566)kWh/mes$$

- El modelo matemático del Índice de Consumo Específico de energía eléctrica , que se deriva de la Línea Bases, es el siguiente:

$$IC_{elec} = \left(5,1744 + \frac{270868}{P_{unid}} \right) kWh/Unidad \text{ mes}$$

- El Índice de Consumo Específico Real promedio es de 10.51 kWh/ unidad batería* mes. Se ha demostrado que para los meses de mayor producción de baterías este índice ha disminuido hasta 8.0kWh/ Unidad batería mes
- El estudio realizado permite establecer que la producción crítica alcanzable es de 120 000 unidades / mes, para una tasa de 167 unidades/ h-mes, para la cual se estima que sería posible alcanzar un ahorro de 161 200 kWh/ mes que representa un 29.76 % del consumo actual de energía eléctrica, representando un ahorro económico de \$ 37 000 000 / mes.

- El consumo de gas natural se realiza en tres (3) áreas industriales con la siguiente distribución porcentual del total: Equipo de Óxido con el 87%; Expandido de Placas con 12.41% y Ensamble con 0.61%.
- Los modelos de regresión lineal asociados muestran mejores coeficientes de correlación entre el consumo de gas natural y la cantidad de plomo procesado, en comparación al coeficiente de regresión obtenido al relacionar el consumo de gas natural y el número de baterías fabricadas.
- Los equipos mayores consumidores del total de gas natural, en toda la planta, son: Metalurgia con 61.25%; Equipo de Óxido 2 con 11.62%; Cuarto de Secado con 11.62%; Minicaster con 6.53% y Rejilladoras con 5.02%. La acumulada del consumo de gas natural en los equipos mencionados alcanza el valor del 89.2%, del total consumido en la planta.
- El consumo mensual de gas natural, según los datos procesados entre los años 2008 al 2012, tiene un valor promedio de 58 800 m³ /mes.
- El modelo matemático del consumo de gas natural en función de la cantidad de plomo procesado, de la Línea Base, es el siguiente

$$E_{gas} = (0,0399P_{Pb} + 22480) \frac{m^3}{mes} \text{ con } R^2 = 0,797$$

- El modelo matemático del consumo de gas natural, de la Línea Meta, es el siguiente:

$$E_{gas} = (0,0399P_{Pb} + 19286) \frac{m^3}{mes}$$

- El modelo matemático del índice de Consumo Específico de gas natural, a partir de la Línea Base, es el siguiente:

$$IC_{gas} = \left(0,0399 + \frac{22480}{P_{Pb}} \right) \frac{m^3}{kg Pb mes}$$

- En las condiciones actuales de producción de la planta, la tasa crítica de procesamiento de plomo es de 1303 Kg plomo/h, para un promedio mensual de 938 785 Kg plomo/ mes, con un Índice de Consumo de Gas Natural de 0.636 m³ /Kg plomo fundido

- Si se alcanzara una producción crítica estimada de 1875 Kg plomo / h, el Potencial de ahorro es de 7590 m³ /mes, que equivale a un ahorro del 13.07 % del total actual

3.3. Cálculos de eficiencia de hornos

Como se ha dicho en apartados anteriores existen tres hornos para fundir plomo, a saber: Horno de Metalurgia, horno de Partes Pequeñas y horno del Equipo de Óxido. A continuación se muestran los procedimientos para el cálculo de pérdidas a través de paredes y pérdidas por chimenea, para los dos hornos principales Metalurgia y Equipo de Óxido.

3.3.1. Horno Metalurgia.

El horno está ubicado en un foso rodeado por cemento, desde el cual sobresale en el piso una altura de 0,6m. El quemador se ubica en el fondo del foso en una única parte descubierta, que tiene un arco de 1,2m en la superficie cilíndrica y está a una altura de 0,8m. Las zonas en las que se dividió el horno para medir sus temperaturas comienzan a numerarse desde el fondo del foso descubierta al quemador hasta el techo, para realizar mejor el estudio de pérdidas por transferencia de calor por las diferencias en geometrías, estado de aislamiento y extensiones. Mayor descripción de los procesos de medición pueden verse en el Anexo A4, Horno de metalurgia.

La Figura 3.26 muestra el horno en el cual se funden 31 Ton de plomo y se refina hasta alcanzar purezas cercanas al 99,9%. En el detalle de la Figura 3.27 se señala el quemador en el fondo del foso y una zona particular muy caliente donde se muestra deterioro del aislante de las paredes. Al lado derecho se muestra un termografía mostrando las temperaturas alcanzadas en esa zona y en el fondo de la misma el quemador en azul. Las marcadas diferencias en las temperaturas de las paredes del horno se deben a que la llama del quemador rebota en el fondo elíptico del crisol y termina de desarrollarse en la pared interior del aislante, deteriorándolo con el tiempo.



Figura 3.26. Horno de Metalurgia usado en la refinación de plomo.

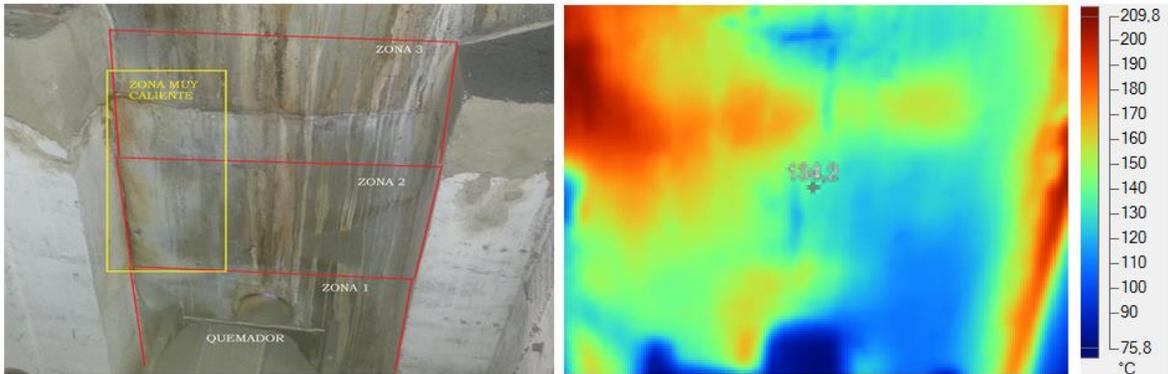


Figura 3.27. Detalle por zonas del Horno de Metalurgia.

En el análisis de pérdidas por transferencia de calor de cada horno se asumió:

1. Que la conducción de calor es unidireccional,
2. Que las temperaturas de las zonas son constantes e isothermas,
3. Que el sistema está en estado estable,
4. Que el material de que está hecho es isotrópico,
5. Que la interacción de transferencia de calor entre las zonas es despreciable debido a que los gradientes de temperatura son muy bajos en comparación con los gradientes de temperatura entre el horno y la temperatura ambiente.

3.3.1.1. Pérdidas Por Radiación

La temperatura de otras superficies en algunos casos se midió como 36,6°C y 40°C, de acuerdo a la hora del día. La emisividad se asumió como 0,9. Las pérdidas por radiación en el horno de metalurgia se resumen en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Pérdidas por Radiación en el horno de Metalurgia.

PERDIDAS POR RADIACION		
Datos		
T interior	488	°C
R exterior	1,3	m
R interior	1,1	m
Emisividad	0,9	
Constante de Boltzmann	5,669E-08	W/m ² *K ⁴
TECHO		
Q* RAD ZONA A	969,883	W
Q* RAD ZONA B	1137,533	W
Q* RAD ZONA C	1220,015	W
Q* RAD ZONA D	1192,031	W
LATERALES		
Q* Rad ZONA 1	1570,84	W
Q* Rad ZONA 2	976,66	W
Q* Rad ZONA 3	1606,55	W
Q* Rad ZONA 4	1179,49	W
Q* Rad ZONA 5	1152,94	W
Q* Rad ZONA 6	1991,37	W
Q* Rad ZONA 7	2029,95	W
Q* Rad ZONA 8	2001,03	W
Q* Rad ZONA 9	2185,66	W
FRANJA	8342,99	W
RIBETE	9434,65	W
TOTAL	36991,58	W

El techo del horno es una cúpula semiesférica de 0,60 m de altura dividida en cuatro zonas A, B, C y D. Las zonas B y C pueden abrirse completamente pues están apoyadas en bisagras que descansan sobre las secciones esféricas A y D. Las zonas A y D están fijadas al cuerpo cilíndrico del horno, y tienen en su superficie exterior un material aislante que reduce las pérdidas a través de ellas. Sin embargo,

el material aislante de la zona D está en mal estado, lo que consecuentemente aumenta las pérdidas de calor a través de ella.

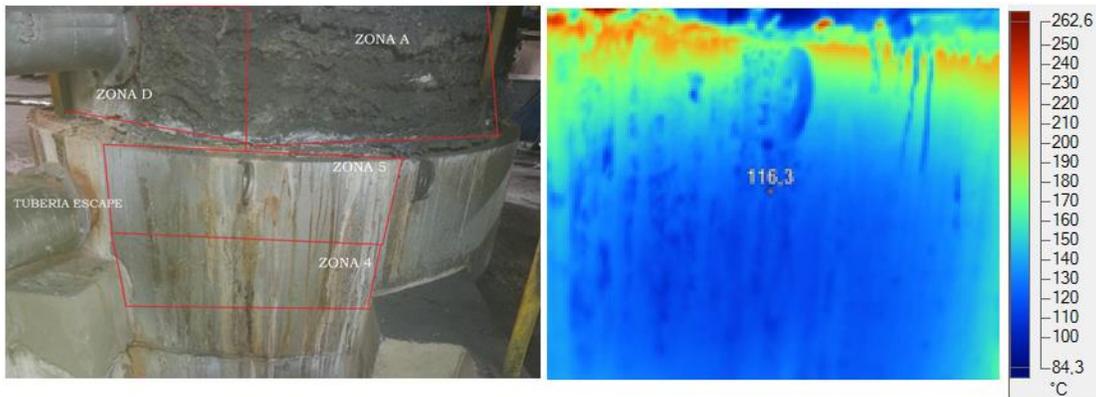


Figura 3.28. Detalle de la parte posterior del horno de Metalurgia y una termografía de la misma zona.

Una prueba de la falta de hermeticidad del horno de Metalurgia se muestra en la Figura 3.28, donde se puede visualizar en la termografía de la derecha, las temperaturas alcanzadas en la unión del Ribete con el cuerpo cilíndrico del mismo. Las temperaturas medidas registran significativas pérdidas por radiación y convección.

3.2.1.4. Cálculo de pérdidas por transferencia de calor por convección y radiación.

Se calculó las pérdidas por Radiación y Convección para cada zona del horno, a partir de las temperaturas promedio registradas en distintos regímenes de operación del mismo. Inicialmente se calculó los coeficientes globales de transferencia de calor y luego los flujos de calor a través de las paredes estudiadas. Los resultados de los cálculos se muestran en la Tabla 3.8. Es evidente que las mayores pérdidas de calor por estos dos mecanismos de transferencia de calor se dan en la franja y ribete por las altas temperaturas que registran estas zonas.

Tabla 3.8. Cálculos de pérdidas por convección y radiación por zonas horno Metalurgia.

ZONA	Flujo de Calor por Convección Qcov (J/s)	Flujo de Calor por radiación Qrad (J/s)	Q conv + Q rad (J/s)
ZONA 1	4426,45	1570,84	5997,29
ZONA 2	3117,57	976,66	4094,23
ZONA 3	4504,59	1606,55	6111,14
ZONA 4	3592,39	1179,49	4771,89
ZONA 5	505,53	1152,94	1658,46
ZONA 6	872,72	1991,37	2864,10
ZONA 7	5008,48	2029,95	7038,43
ZONA 8	847,34	2001,03	2848,37
ZONA 9	907,64	2185,66	3093,30
RIBETE	168,36	9434,65	9603,00
FRANJA	3189,54	8342,99	11532,53
ZONA A	553,79	969,88	1523,67
ZONA B	597,20	1137,53	1734,73
ZONA C	658,53	1220,02	1878,54
ZONA D	636,65	1192,03	1828,68
TOTAL	29586,77	36991,58	66578,354

3.3.2. Horno Equipo de Óxido.

El horno denominado Equipo de Oxido, mostrado en la Figura 3.29, tiene capacidad de 15 ton y tiene forma cilíndrica de 1.40m de altura. En su parte superior existe un domo que actua como colector de vapores aunque no funciona como tapa del mismo. Su función es fundir plomo puro que debe ser trasportado al reactor, donde se produce óxido de plomo.

Para analizar las pérdidas por transferencia de calor, se dividió en zonas con determinadas dimensiones para facilitar los cálculos. El horno posee un quemador que está colocado en la parte inferior del crisol, cuya llama entra al horno de forma tangencial a la base del mismo. Para mayor detalle de las dimensiones del Horno de Oxido de plomo veáse el Anexo A5, Horno equipo de óxido.

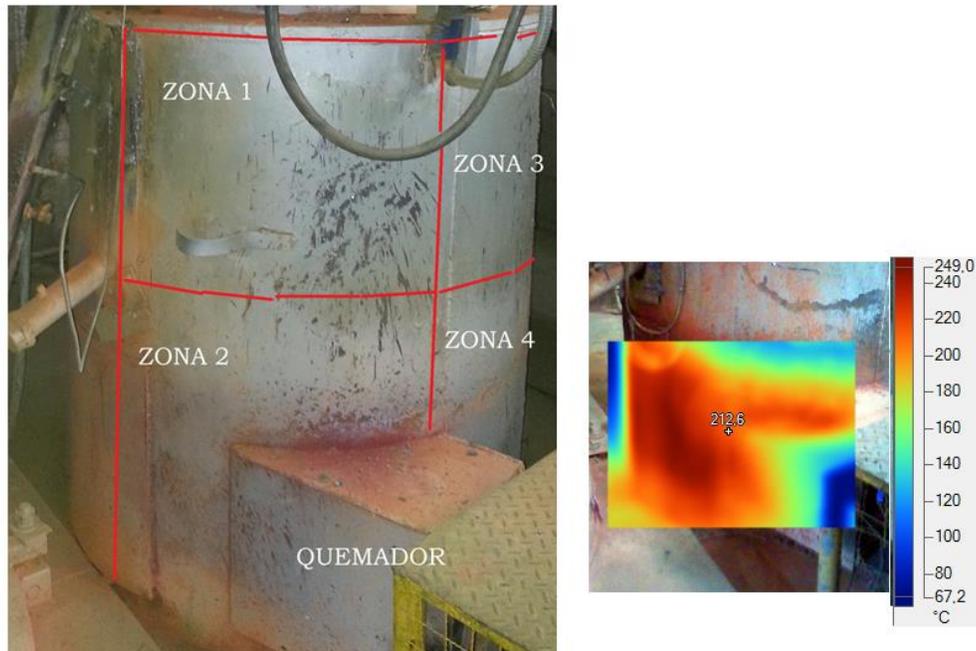


Figura 3.29. Horno Equipo de Óxido

En el detalle de la Figura 3.29 se muestra un termografía de la zona donde la llama del quemador choca permanentemente, produciéndose altas temperaturas exteriores al crisol de equipo de óxido.

3.3.2.1. Pérdidas por radiación

La Tabla 3.9 muestra los cálculos de pérdidas por radiación del horno equipo de óxido, por zonas en que fue dividido. Las pérdidas por radiación de las zonas 7 y 8 son muy altas por las razones arriba expuestas.

Tabla 3.9. Pérdidas por Radiación Horno equipo de Oxido.

PERDIDAS POR RADIACION		
Datos		
T interior	488	°C
R exterior	0,55	m
R interior	0,45	m
Emisividad	0,9	
Constante de Boltzmann	5,669E-08	W/m ² *K ⁴

ALTURA TANQUE	1,4	m
AREA SUP EXTERIOR TANQUE	4,838	m ²
AREA SUP INTERIOR TANQUE	0,283	m ²
AREA SUP TECHO TANQUE	0,636	m ²
Temperaura sup plomo	295	°C
LATERALES Y TECHO		
Q* Zona 1	2644,75	J/s
Q* Zona 2	6277,05	J/s
Q* Zona 3	1701,45	J/s
Q* Zona 4	3032,28	J/s
Q* Zona 6	1935,45	J/s
Q* Zona 5	3859,57	J/s
Q* Zona 8	5634,85	J/s
Q* Zona 7	5927,95	J/s
Q* techo	3084,44	J/s
TOTAL	34097,80	J/s

3.3.2.2. Cálculo de pérdidas por convección y radiación

El cálculo de las pérdidas por transferencia de calor por convección y radiación se resumen en la Tabla 3.10. Por estos mecanismos de transferencia de calor se pierden 32,2 kW en el horno de Equipo de óxido.

Tabla 3.10. Pérdidas por Convección y Radiación por zonas Horno Equipo de Oxido

ZONA	Flujo de Calor por Convección Qcov (J/s)	Flujo de Calor por radiación Qrad (J/s)	Q conv + Q rad (J/s)
ZONA 1	231,34	6277,05	6508,39
ZONA 2	111,94	2644,75	2756,69
ZONA 3	129,01	3032,28	3161,30
ZONA 4	73,94	1701,45	1775,39
ZONA 5	155,62	3859,57	4015,19
ZONA 6	85,61	1935,45	2021,06

ZONA 7	218,70	5927,95	6146,65
ZONA 8	202,55	5634,85	5837,40
TOTALES	1208,71	31013,36	32222,067

3.3.3. Comparación de hornos

Para la comparación de hornos se asumen las siguientes hipótesis.

- Cada horno se mantiene encendido un total de 600 h mensuales, por los retrasos en cada recarga, así como el sistema de control On Off.
- Se calcula el porcentaje de pérdidas de cada horno, conocida la energía que entra al horno y se quema en el quemador, usando el Poder Calorífico Superior del gas natural
- Se asume una eficiencia en los quemadores del 100%.
- La comparación en los consumos de cada horno se efectúa basados en la capacidad de cada uno, así como en el tiempo entre recargas, tomando como referente al horno de metalurgia que tiene medidor.

Tabla 3.11. Cálculo del consumo específico del horno de Metalurgia

HORNO METALURGIA		
TIEMPO DE PROCESO	48	Horas
CAPACIDAD	31000	kg
Pérdidas	66578,35	J/s
Consumo	104	m3/h
Consumo	0,0289	m3/s
HHV Gas Natural	44000	kJ/kg
Densidad Gas Nat	0,689	kg/m3
Energía aportada por el Gas Natural	875,80	kJ/s
% perdidas por paredes	7,60	%
CONSUMO ESPECIFICO	0,161032258	m3/kg

Tabla 3.12. Cálculo del consumo del horno partes Pequeñas

HORNO EQUIPO DE OXIDO		
CAPACIDAD	3700	kg/día
Pérdidas	35422,88	
Consumo	0,0069	m ³ /s
Tiempo proceso	24	h
CARGA TOTAL	7400	kg / 2 días
Energía aportada por el Gas	209,06	kJ/s
% perdidas	16,94	%
Consumo en 48 h	1191,6	m ³ / 2 días
Consumo	24,83	m ³ /h

La Tabla 3.11 y la Tabla 3.12 resumen algunos aspectos técnicos con los análisis de cada horno. Las pérdidas por transferencia de calor del horno de metalurgia son del orden del 7,6% y del horno de equipo de óxido del 17% aproximadamente. La Tabla 3.13 resume los consumos estimados de cada horno y completa la caracterización del gas natural.

Tabla 3.13. Consumos mensuales estimados de cada horno.

Consumos mensuales estimados		
HORNO METALURGIA	37440	m ³ /mes
HORNO PARTES PEQUEÑAS	4347,9	m ³ /mes
HORNO EQUIPO OXIDO	8937,3	m ³ /mes
TOTAL	50725,16	m ³ /mes

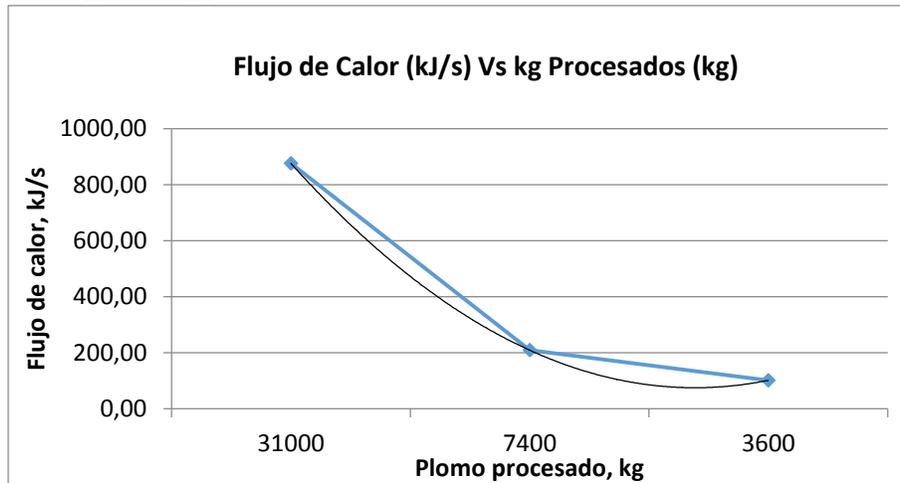


Figura 3.30. Flujo de calor vs Plomo procesado

La Figura 3.30 muestra el flujo de calor vs la cantidad de plomo procesado para la planta industrial estudiada. Es claro que a mayor cantidad de plomo procesado, mayor las pérdidas por transferencia de calor en el proceso. Las pérdidas por transferencia de calor por paredes en función de la cantidad de plomo procesado en los crisoles, puede modelarse linealmente mediante la expresión:

$$\dot{Q}_{paredes} = 279.7x^2 - 1505.8x + 2101.9 \quad kJ/s$$

Donde el coeficiente de correlación R^2 es igual a 0.99.

3.3.4. Pérdidas por chimenea

Se usó el método BTU o de análisis último para realizar los cálculos de pérdidas por chimenea en cada horno. La composición química del Gas Natural usado en los cálculos se muestra en el Anexo A6, Composición química del gas natural.

Usando la metodología propuesta en el apartado 2.2.1.3 se calculó las entalpías de aire teórico en kg/m^3 de Combustible quemado, a distintas temperaturas a partir de las entalpías específicas consignadas en la Tabla 2.6. La Tabla 3.14 resume los resultados obtenidos.

Tabla 3.14. Cálculo de entalpía del aire teórico.

	ENTALPIA TEORICA AIRE A TEMP	T ABS	i_{aire} kJ/m ³	ENTALPIA AIRE TEORICO	
TEMPERATURAS	250	523	328,29	3081,40	kJ/m ³ C
	300	573	395,2	3709,43	kJ/m ³ C
	320	593	422,47	3965,39	kJ/m ³ C
	340	613	449,74	4221,36	kJ/m ³ C
	350	623	463,38	4349,38	kJ/m ³ C

Fuente: autor

Las entalpías teóricas de los gases de combustión a distintas temperaturas se muestran en la Tabla 3.15. A partir de las temperaturas medidas en sitio, se calculó las entalpías teóricas de los productos de la combustión a partir de las entalpías específicas de los mismos.

Tabla 3.15. Entalpías teóricas gases producto de la combustión.

ENTALPIAS TEORICAS GASES DE ESCAPE A DISTINTAS TEMPERATURAS						
TEMPERATURAS		i_{CO_2} kJ/m ³	i_{N_2} kJ/m ³	i_{H_2O} kJ/m ³	ENTALPIA TEORICA GASES COMBUSTION	
250	523	458,21	326,03	383,6	4040,77	kJ/m ³ C
300	573	558,8	392	462,7	4877,18	kJ/m ³ C
320	593	601,36	418,95	495,41	5223,27	kJ/m ³ C
340	613	643,97	445,85	528,12	5569,29	kJ/m ³ C
350	623	665,27	459,3	544,47	5742,26	kJ/m ³ C

Fuente: autor

Se calculó la entalpía total de los gases de chimenea a distintas temperaturas y sus resultados se consignan en la Tabla 3.16. En la Figura 3.31, se estiman las pérdidas porcentuales de energía contenidas en los gases de chimenea para distintas temperaturas de los mismos respecto a la energía química suministrada por el combustible, cuando el porcentaje de exceso de oxígeno en él varía desde el 1% hasta 6%; produciéndose pérdidas que oscilan entre el 12% y el 25%.

Tabla 3.16. Entalpía total gases de escape para 1% de oxígeno en humos.

ENTALPIA TOTAL GASES DE CHIMENEA			
TEMPERATURAS		ENTALPIA GASES	
250	523	8149,30	kJ/m ³ C
300	573	9823,09	kJ/m ³ C
320	593	10510,46	kJ/m ³ C
340	613	11197,76	kJ/m ³ C
350	623	11541,43	kJ/m ³ C

Fuente: autor

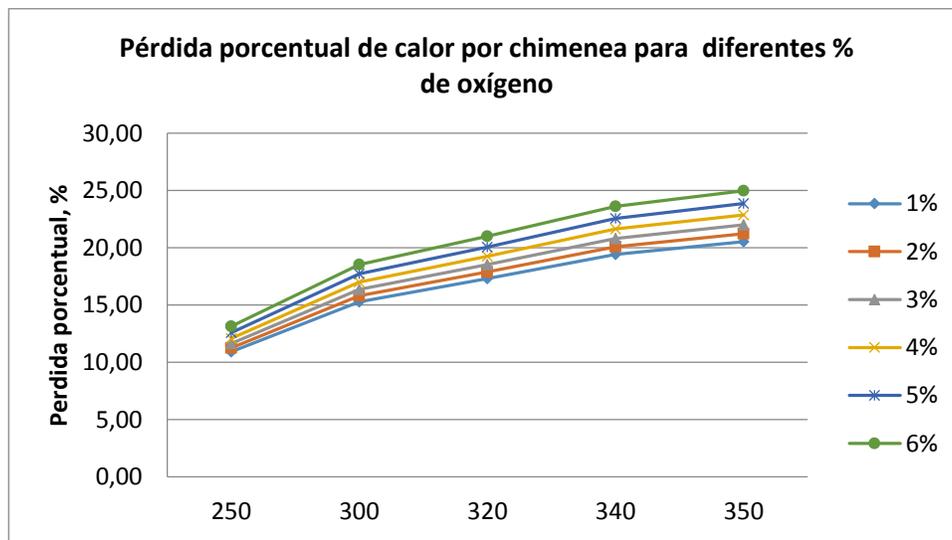


Figura 3.31. Pérdida porcentual de calor frente a diferentes % de oxígeno

3.3.5. Cálculo de eficiencias de hornos

Se calculó la eficiencia de los hornos teniendo en cuenta las pérdidas por radiación, convección y por chimenea y se resumen en la Tabla 3.17; asumiendo una eficiencia de la combustión del 100% y despreciando las pérdidas por radiación directa de la llama al ambiente.

Tabla 3.17. Cálculo de la eficiencia en los hornos o crisoles

Aspecto	Metalurgia	Equipo de oxido	Partes pequeñas
Tiempo de operación por carga, h	48	24	24
Tonelaje procesado por carga, Ton	31	3,7	1,55
Consumo, m3/h	104	24,83	12,08
Consumo específico, m3/kg h	0,161	0,161	0,161
Pérdidas por paredes, %	7,60	16,94	9,77
Pérdidas por Chimenea, %	25	21	22
Pérdidas (Paredes + Chimenea), %	32,60	37,94	31,77
Eficiencia de los hornos, %	67,40	62,06	68,23

La Tabla 3.17 muestra que las eficiencias de los hornos considerados oscilan entre el 62 y 68%. Sin embargo es de anotar que, no se tuvo en cuenta los diferentes regímenes de trabajo a los que son sometidos los crisoles, se tomó la temperatura promedio de las mediciones realizada durante días diferentes, lo que afecta las estimaciones de las pérdidas energéticas en cada uno de ellos.

3.3.6. Conclusiones parciales

Los resultados de los análisis de la eficiencia de los crisoles en la planta industrial, se pueden enumerar como sigue:

- Los principales consumidores de gas natural son el crisol de Metalurgia y el crisol del Equipo de Óxido, con participaciones del 53,27% y 12,73% respectivamente.
- Las pérdidas en los crisoles se deben principalmente a fenómenos de transferencia de calor por radiación, convección y por gases calientes en las chimeneas y representan el 32,6%, y 37,94% de las pérdidas de los hornos de metalurgia y equipo de óxido, respecto a la potencia térmica suministrada por el quemador.
- Las causas fundamentales de las pérdidas detectadas son:

Elevada temperatura superficial de las paredes, debido a aislamiento exterior en mal estado y ladrillos refractarios deteriorados.

Elevada temperatura de los gases de chimenea, debido a la mala transferencia de calor desde el quemador al crisol del horno.

Deformación o ruptura de planchas metálicas del revestimiento exterior, que permite mayor transferencia de energía con los alrededores.

3.4. Potencia eléctrica horaria demandada. Caso de estudio del sistema de trigeneración.

En este apartado se estudia el comportamiento de la demanda eléctrica de la planta caso de estudio y se usa para analizar y definir la capacidad de generación de las variantes de sistemas de trigeneración con turbinas a gas.

La potencia eléctrica demandada es un parámetro determinante para establecer la potencia de generación de la nueva planta de Trigeneración. En Figura 3.32, se muestra la potencia eléctrica total (que incluye la energía usada en climatización) durante el mes de agosto de 2012, por cada día y hora del día. En el recuadro se señala la potencia eléctrica máxima y media en el día y periodo en que se alcanzó. Mayor información sobre las potencias eléctricas demandadas en los diferentes meses del año 2012 se puede observar en el Anexo A3, Producción y consumo de energía primaria mensual de la planta caso de estudio.

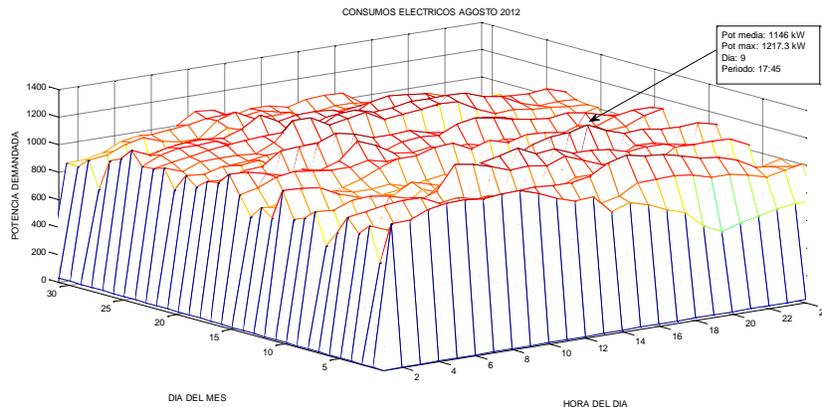


Figura 3.32. Potencia eléctrica horaria por día agosto de 2012

Con el fin de aclarar las potencias eléctricas demandadas en el mes de agosto de 2012, la Figura 3.33 resume los consumos en potencia eléctrica del mes por cada hora del día. Puede observarse las demandas pico durante cada día de normal

funcionamiento de la planta. El promedio de potencia demandada se ubica en los 950kW. El punto máximo de potencia demandada fue el día 9, periodo 17 con 1217 kW.

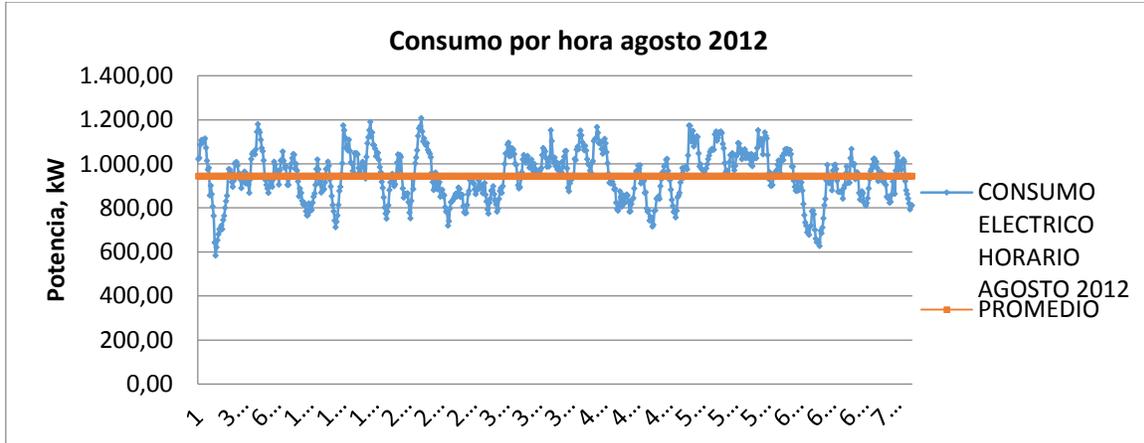


Figura 3.33. Potencia eléctrica demandada agosto de 2012

Los datos completos de 9 meses de 2012 sobre potencia eléctrica demandada por cada hora están mostrados en la Figura 3.34. La mayor demanda de potencia eléctrica se haya concentrada entre los 800kW y los 1100kW, con demandas pico que no superan los 1250kW. En la misma figura se observa el promedio de Potencia Eléctrica consumida cercana a los 900kW.

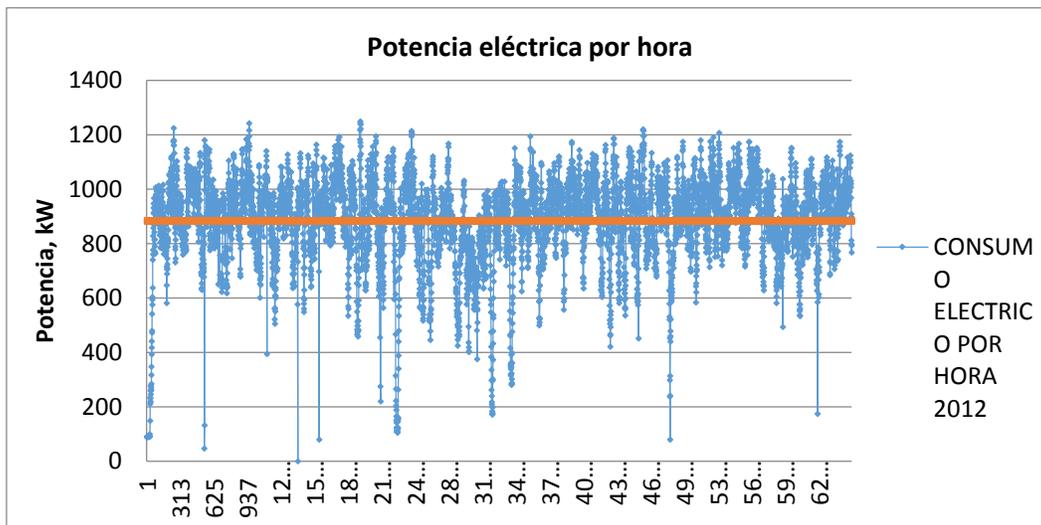


Figura 3.34. Potencia eléctrica demandada desde enero a septiembre 2012.

Después de analizar los datos de potencia demandada, se encontró que el 52% de los mismos se encuentra ubicado en el intervalo de 800 a 1000kW; el 22% del tiempo, la potencia demandada fue mayor a 1000 kW y el 21% de las veces, la potencia demandada estuvo entre 400 a 800 kW. Se consideró que potencias menores a 400, el comportamiento es atípico.

Por tanto, el 77% de las horas estudiadas la Planta industrial la potencia demandada tiene valores superiores a 800 kW.

Según las proyecciones de consumo de la planta, los consumos alcanzarán potencias cercanas a 1400 kW, por la adición de equipos eléctricos nuevos de potencia conocida. Por tanto se estima que para suplir la demanda proyectada, se debe sobredimensionar los equipos de generación eléctrica para cada propuesta tecnológica de trigeneración.

Las alternativas de Trigeneración que se analizarán se harán con Turbinas a Gas de 600kW cada bloque, llegando a tener 3 bloques generando potencia y calor simultáneamente, para cubrir las demandas de energía de la planta y cuando proceda, exportar al sistema eléctrico de la red pública.

3.5. Razón electricidad a calor

La razón electricidad a calor es un indicador muy utilizado para examinar el comportamiento de una planta que busca autogenerar su propia energía, de modo que se apunte a satisfacer una de las dos demandas primordialmente, y con equipos adecuados suplir la otra, en términos de economía y seguridad energética. En el Anexo A7, Razón Electricidad a calor, se muestran los consumos de electricidad en kWh y gas natural en kWh térmicos de la planta en el periodo estudiado, mes a mes, discriminando aquella energía dirigida al consumo de potencia de equipos eléctricos, en climatización y procesos térmicos. También se muestran las participaciones de cada consumo frente a los consumos totales, los promedios multianuales, entre otra información relevante.

Se analizó estadísticamente los datos consignados en el Anexo A7, Razón Electricidad a calor, y se extrajo la

Tabla 3.18, en la que se señalan las razones Electricidad a Calor en los distintos meses y años estudiados. Se concluye que para el año 2012, la razón ha ido

creciendo sostenidamente y es mayor que 1, contrario a lo que sucedía en los años 2008 a 2010.

Este comportamiento se debe a dos razones fundamentales: la primera es la mayor eficiencia energética en la que se está llevando los procesos térmicos de la planta que se mostró en la caracterización energética y segundo, la inclusión de mayor número de equipos eléctricos para sustentar las demandas de producción en las que se encuentra actualmente la planta.

Tabla 3.18. Relación Electricidad Calor por mes y año.

Datos Estadísticos Para Relación Energía Eléctrica / Térmica						ESTADISTICAS	
Año	2008	2009	2010	2011	2012	MEDIA	DESV
Enero	0,56	0,85	0,85	0,80	1,27	0,87	0,26
Febrero	0,70	0,73	0,81	0,91	1,10	0,85	0,16
Marzo	0,64	0,68	0,80	0,87	1,07	0,81	0,17
Abril	0,67	0,78	0,89	1,01	0,89	0,85	0,13
Mayo	0,68	0,76	0,94	0,97	0,88	0,85	0,12
Junio	0,67	0,73	0,88	0,86	1,46	0,92	0,31
Julio	0,69	0,87	1,00	1,05	1,05	0,93	0,16
Agosto	0,67	0,77	0,95	0,96	1,28	0,93	0,23
Septiembre	0,73	0,89	0,86	1,04	1,21	0,95	0,19
Octubre	0,73	0,96	0,88	1,04		0,90	0,13
Noviembre	0,67	0,86	0,79	1,19		0,88	0,22
Diciembre	0,65	0,83	0,79	0,93		0,80	0,12

En la Figura 3.35 se muestra la tendencia de la razón electricidad a calor de todo el periodo estudiado mes a mes. Se evidencia la creciente demanda de electricidad frente a la demanda de calor y su sostenimiento en el tiempo. Esto indica que la planta deberá proyectar en el corto plazo los nuevos costos de la energía eléctrica, dados los consumos crecientes en ella, así como la preponderancia de la energía eléctrica frente a la térmica.

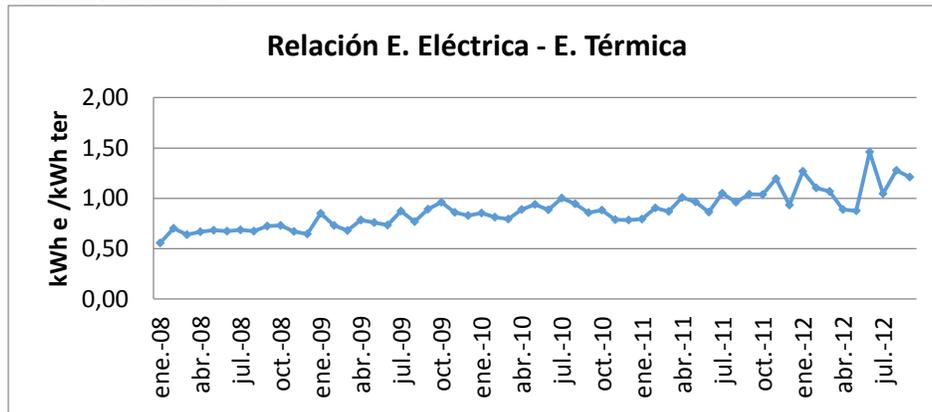


Figura 3.35. Razón electricidad a calor 2008 a 2012

La tasa de crecimiento de la razón energía eléctrica a térmica, mes a mes desde los años 2008 a 2012 se muestra en la Figura 3.36. En comparación en los años 2011 a 2012, la razón eléctrica a térmica es superior frente a los mismos meses en los años 2008 a 2010. Es de anotar que, a partir del segundo semestre de cada año, el aumento sostenido de la magnitud es sensible, debido al incremento de la demanda en la producción en esos momentos de cada año.

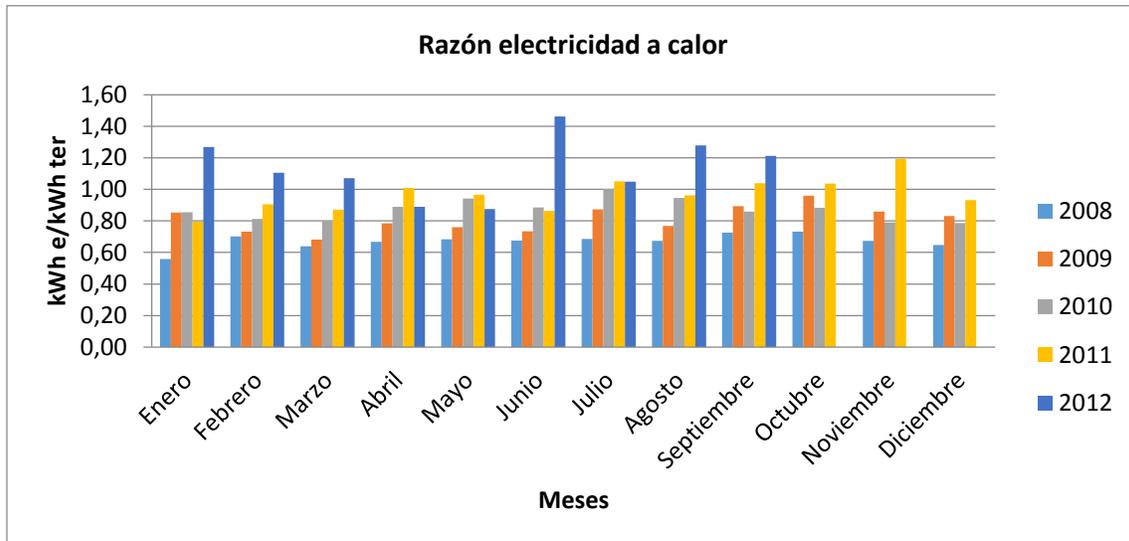


Figura 3.36. Razón Electricidad a calor año 2012

3.6. Variantes de Sistemas de Trigeneración Propuestas para el caso de estudio

En el estudio de casos, que corresponde a una planta industrial de fabricación de baterías, que usa electricidad y gas natural en sus procesos productivos que obtiene de la red pública, se proponen cuatro variantes de sistemas de trigeneración que buscan satisfacer las demandas de potencia, calor y refrigeración de la misma.

Cada sistema de trigeneración consta de una turbina a gas como Unidad Generadora de Potencia, que funciona con combustible gaseoso cuya composición se muestra en el anexo A6, Composición química del gas natural. A continuación se describen cada variante de sistema de trigeneración.

- **VARIANTE 1.** Sistemas de trigeneración con turbinas a gas y gases de salida de la turbina suministrada a hornos para calentamiento. La energía eléctrica generada se usará para cubrir las necesidades de enfriamiento y potencia.
- **VARIANTE 2.** Sistema de Trigeneración con turbina a gas con enfriamiento a la entrada del compresor y gases de salida de la turbina suministrado a hornos para calentamiento. Un chiller eléctrico es usado para enfriar el aire a la entrada del compresor de la turbina.
La energía generada satisfará las necesidades de la planta industrial, el chiller eléctrico y para exportar, si aplica.
- **VARIANTE 3.** Sistema de Trigeneración con turbina a gas sin enfriamiento a la entrada del compresor. Los gases de salida de la turbina se usan con dos propósitos: a) Proceso de calentamiento en hornos, b) Activación de chiller por absorción, que genera la capacidad de refrigeración demandada para acondicionamiento de aire de oficinas y otros espacios.
La energía eléctrica producida se usará para suplir la necesidad de potencia de la planta y para exportar, si aplica.
- **VARIANTE 4.** Sistema de Trigeneración con turbina a gas con enfriamiento del aire a la entrada del compresor. Los gases de salida de la turbina se usan con dos propósitos: a) Proceso de calentamiento en hornos, b) Activación de chiller por absorción. Una parte de la capacidad del chiller se emplea para enfriamiento del aire a la entrada del compresor de la turbina y la otra parte para cubrir la demanda de acondicionamiento de aire de oficinas y otros espacios.
La energía eléctrica producida se usará para satisfacer la necesidad de potencia de la planta y para exportar, si aplica.

A continuación se presentarán los esquemas tecnológicos de cada variante de Sistema de Trigeneración explicadas.

3.6.1. VARIANTE 1. Sistemas de trigeneración con turbinas a gas y gases de salida de la turbina suministrada a hornos.

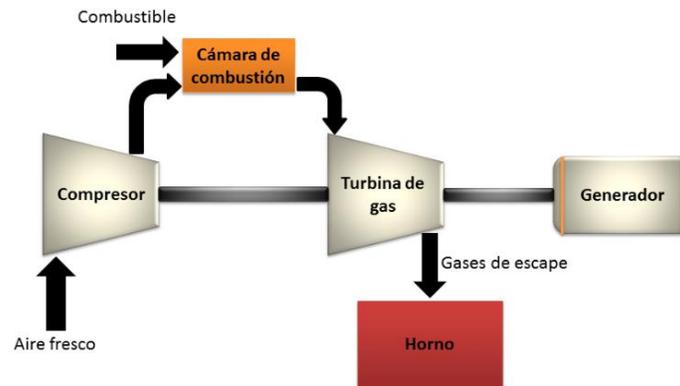


Figura 3.37. Variante de trigeneración 1.

En este esquema de trigeneración, las turbinas a gas con sus generadores eléctricos suplen toda la demanda eléctrica de la planta, que incluye los equipos y dispositivos de potencia y el sistema de acondicionamiento de aire. El aire a la entrada del compresor de la turbina está a temperatura ambiente y los gases de chimenea de la turbina se usan para calentamiento en los hornos de plomo como se muestra en la Figura 3.37.

3.6.2. VARIANTE 2. Sistemas de Trigeneración con turbinas a gas, con enfriamiento de aire a la entrada del compresor con chiller eléctrico y gases de salida de la turbina a hornos.

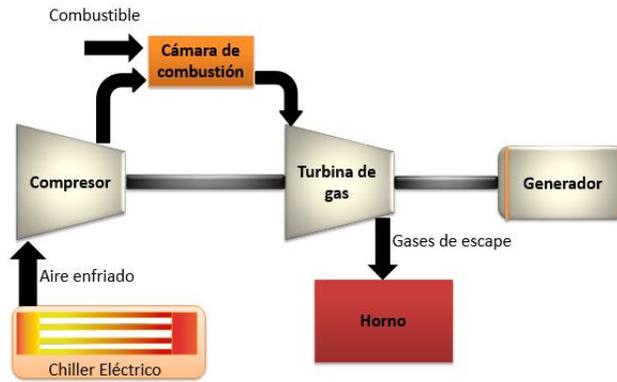


Figura 3.38. Variante de trigeneración 2

Los sistemas de trigeneración con turbinas a gas tienen recuperación de potencia con un sistema de refrigeración de aire a la entrada del compresor. La potencia eléctrica generada suplente toda la demanda de la planta incluyendo los equipos y dispositivos de potencia, los equipos de acondicionamiento de aire y el equipo de refrigeración de aire en la entrada del compresor. Los gases de salida de la turbina se usan para calentamiento en los hornos de plomo, como se muestra en la Figura 3.38.

3.6.3. VARIANTE 3. Sistemas de trigeneración con turbinas a gas y gases de salida de la turbina a hornos y Chiller por absorción.

Los sistemas de trigeneración con turbinas a gas generan suficiente energía eléctrica para mantener los equipos de potencia en funcionamiento. El calor disponible de los gases de salida de la turbina se usa en dos propósitos: Activar un Chiller por Absorción para suplir la demanda de climatización y para calentamiento en los hornos de plomo, como se muestra en la Figura 3.39.

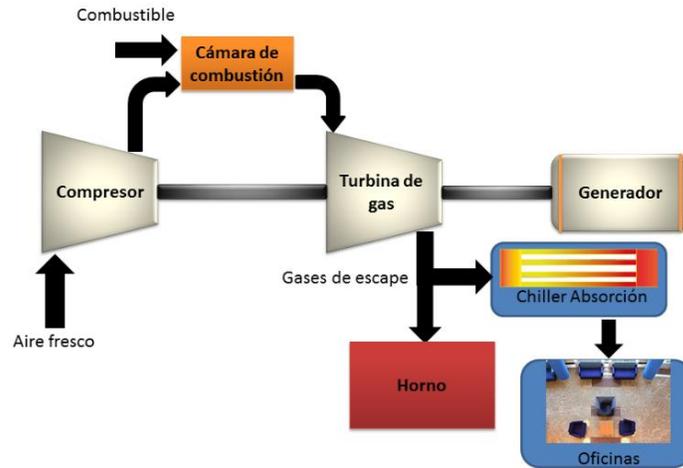


Figura 3.39. Variante de trigeneración 3

3.6.4. VARIANTE 4. Sistemas de Trigeneración con turbinas a gas, con enfriamiento de aire a la entrada del compresor con chiller por absorción y gases de la turbina a hornos y a Chiller por absorción.

Los sistemas de trigeneración suplen las necesidades de potencia para los equipos de la planta, incluyendo el sistema de refrigeración del aire a la entrada del compresor de la turbina. El calor disponible de los gases de salida de la turbina se usa para activar un Chiller por absorción que suministra el acondicionamiento del aire para oficinas y para los hornos de fundición de plomo, como se muestra en la Figura 3.40.

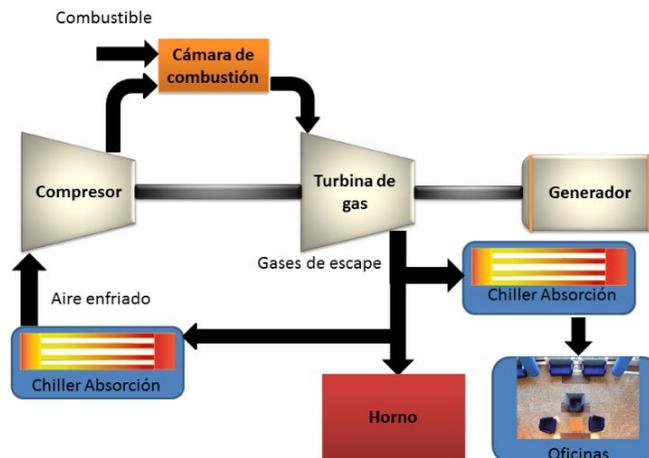


Figura 3.40. Variante de trigeneración 4

3.7. Efecto de las condiciones ambientales en el desempeño de una turbina a gas

El desempeño de los sistemas de trigeneración con turbinas a gas, se ven afectadas por las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa del aire) del sitio de su instalación. Este apartado tiene el propósito de establecer el comportamiento de las turbinas a gas, cuando funcionan en condiciones por fuera de las condiciones ISO, durante un día típico en un sitio de condiciones ambientales cálidas.

3.7.1. Influencia de la temperatura de bulbo seco sobre la potencia y el rendimiento del bloque en Turbinas a Gas.

La potencia de salida de las turbinas de gas tiene una fuerte dependencia de las propiedades psicrométricas del aire ambiente (temperatura de bulbo seco y humedad relativa), concluyéndose que la disminución de la potencia de salida oscila entre 0.54 % y 0.9 %, por cada 1^oC de incremento de la temperatura. Las turbinas de gas pueden tener una pérdida o caída en la potencia de salida entre el 14 % y el 20 % cuando la temperatura del sitio donde está instalada incrementa desde 15 °C hasta 35 °C y simultáneamente el consumo de calor en la turbina también aumenta alrededor del 5 % (M. Chaker, C. Meher, 2012) [19].

Un patrón típico de la variación de las condiciones psicrométricas ambientales correspondiente al día típico seleccionado en este caso de estudio (22 de julio del 2012) se presentan en las Figura 3.41. En el Anexo A8, Día típico, se muestra la tabla de valores.

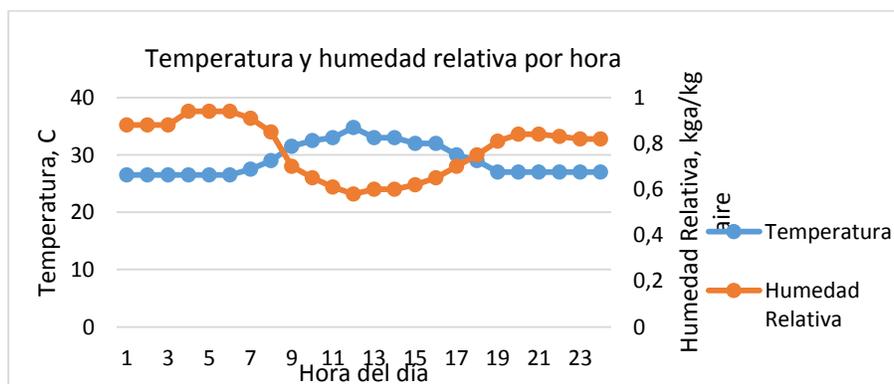


Figura 3.41. Temperatura y humedad relativa de un día típico

De la figura se observa que, para las condiciones de la ubicación de la turbina de gas del caso de estudio, correspondiente a la ciudad de Barranquilla, Colombia, la temperatura varía entre 25 °C y 35 °C con humedad relativa entre el 90% y el 60%.

La variación de la pérdida de potencia de una turbina de gas con 600 kW, en condiciones ISO, al variar la temperatura a las diferentes horas del día se muestra en la Figura 3.42

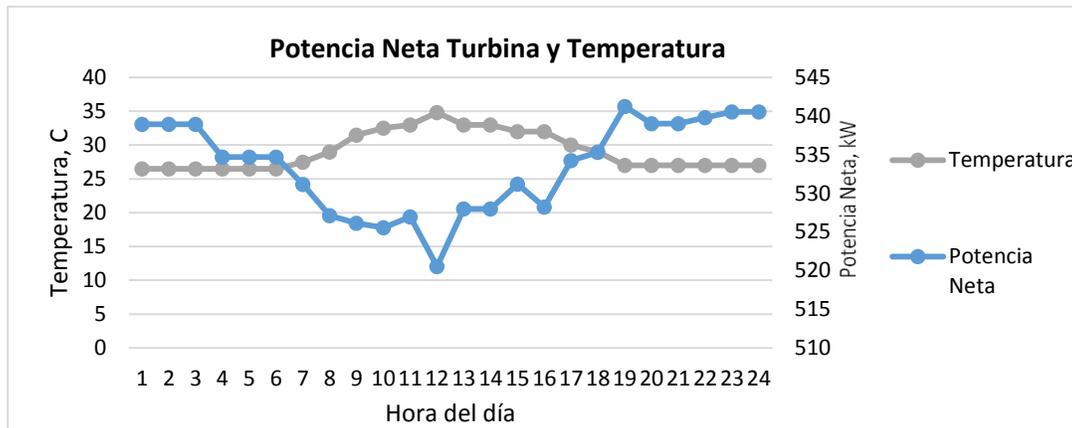


Figura 3.42. Potencia Neta y temperatura vs hora del día.

En la Figura 3.43 se compara la potencia en condiciones ISO con la potencia real a diferentes horas del día. Se evidencia claramente la pérdida o disminución de la potencia al operar la turbina en las condiciones ambientales reales de la ciudad de Barranquilla, Colombia.

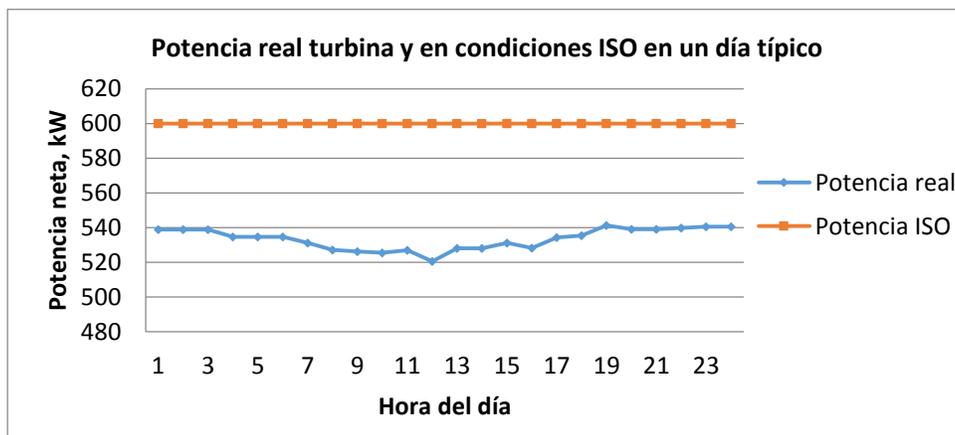


Figura 3.43. Pérdida de potencia de la turbina por condiciones del sitio.

En este estudio de caso, bajo las condiciones ambientales en la que funciona la turbina de gas, se demuestra que la pérdida de potencia respecto a su valor en condiciones ISO oscila entre el 10 % y el 14 %, con los máximos valores de pérdida entre las 11 am y las 1 pm. Este comportamiento esta mostrado en la Figura 3.43.

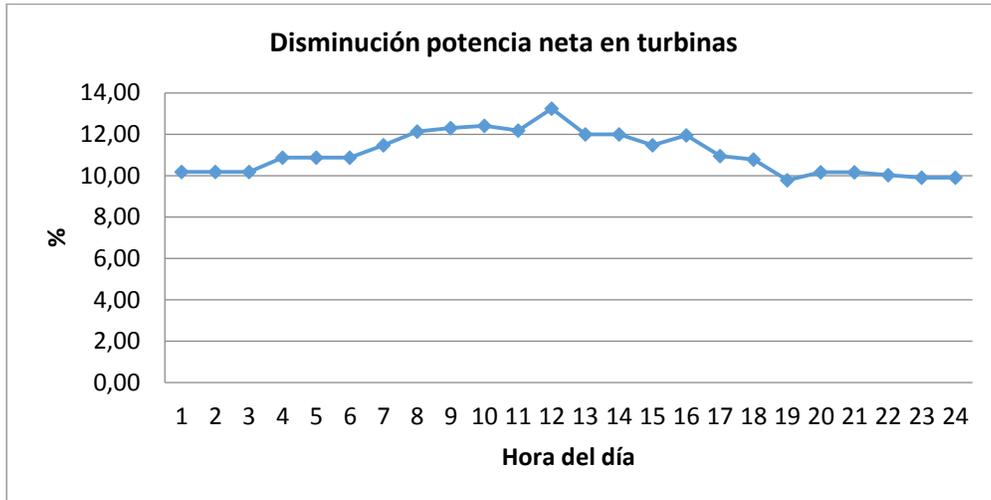


Figura 3.44. Porcentaje de disminución de potencia en turbinas por condiciones atmosféricas

Si se enfría el aire a la entrada del compresor a 8 C y puesto que la humedad relativa plurianual del sitio se mantiene en 75%, se puede aumentar la potencia neta de la turbina entre un 12 y 16%, según se muestra en la Figura 3.45. El enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina con Chiller por compresión de vapor, puede resultar viable en la medida en que la potencia recuperada con el enfriamiento supla la propia demanda de energía del equipo y la energía adicional provea ingresos que ayuden al retorno más rápido de la inversión inicial.

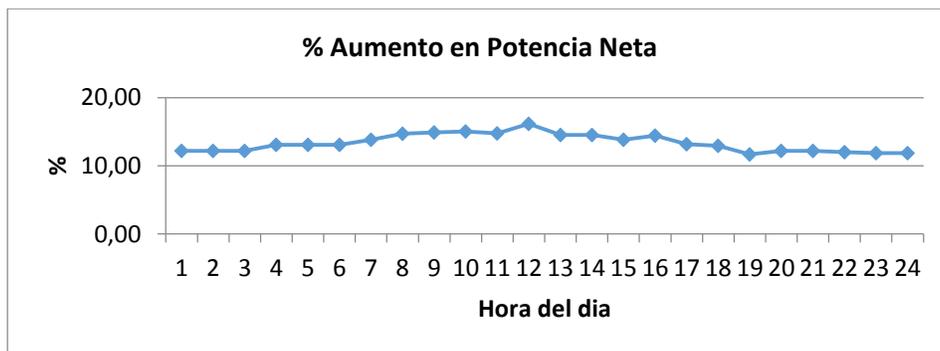


Figura 3.45. Porcentaje de aumento de potencia por enfriamiento del aire a la entrada del compresor de la turbina

3.7.2. Influencia de la humedad relativa sobre la potencia y el rendimiento del bloque en Turbinas a Gas

Estudios experimentales han demostrado (M. Chaker, C. Meher; 2012) [19] que cuando las turbinas de gas funcionan en sitios donde la temperatura del aire (30 °C – 40 °C) es mayor que su valor en condiciones ISO (15 °C) la tendencia es que la potencia desarrollada por la turbina disminuye cuando la humedad relativa del aire aumenta desde el 20 % al 80 %.

En este caso de estudio se comprueba el efecto que tiene la variación de la humedad relativa sobre la potencia neta de la turbina. Para las condiciones ambientales evaluadas, se demuestra que, cuando la temperatura del aire aumenta desde 20°C a 35 °C, la disminución o pérdida de potencia se incrementa cuando la humedad relativa aumenta desde el 50% al 75 %, tal como se muestra en la Figura 3.46.

En este caso se registran una disminución de la potencia de la turbina de gas cercana a 16 %, para valores de temperatura de 34 °C y 75 % de humedad relativa.

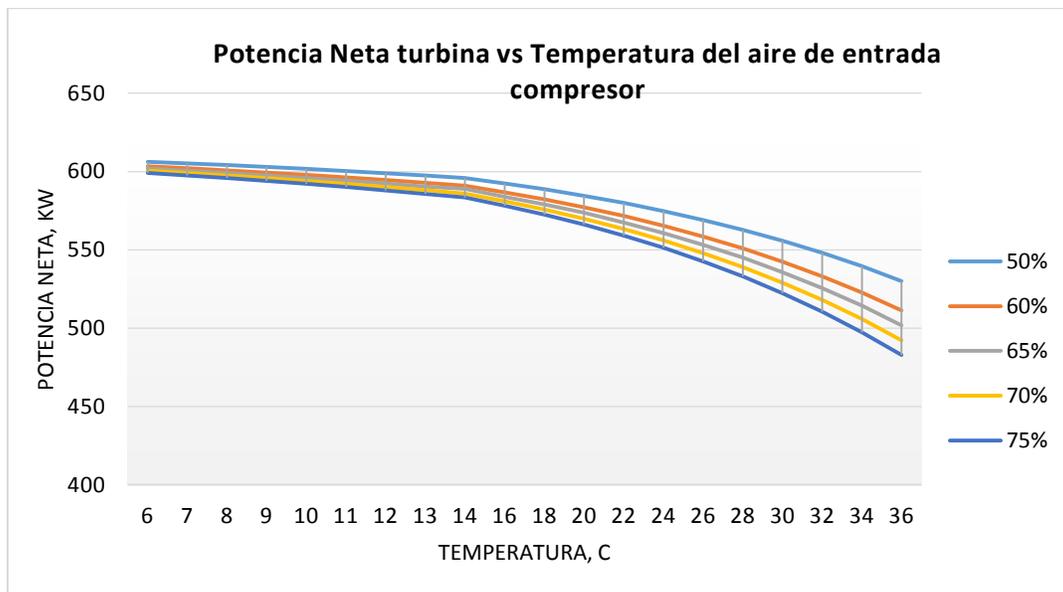


Figura 3.46. Potencia neta en turbina vs Temperatura a diferentes humedades relativas

Por encima de las condiciones ISO, las eficiencias térmicas de las turbinas a gas caen en ambientes cálidos y húmedos. La Figura 3.47 , muestra la eficiencia térmica de una turbina a gas como función de la temperatura para una humedad relativa de

75%, se observa la caída de eficiencia térmica con valores cercanos al 1.60% por cada 10 C de aumento de temperatura.

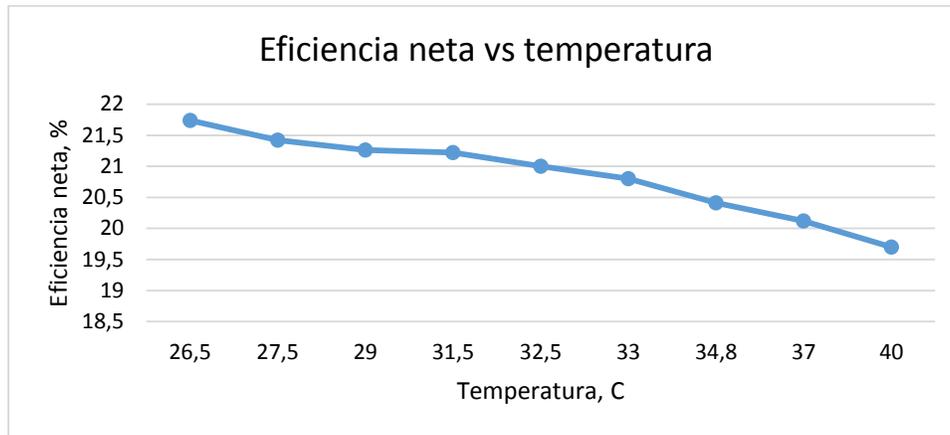


Figura 3.47. Eficiencia neta vs temperature con humedad relativa de 75%

La Figura 3.48 muestra el comportamiento de la eficiencia térmica de la turbina cuando se ha enfriado el aire en la admisión del compresor de la misma, durante el día típico. Los porcentajes de variación de la eficiencia por efectos del enfriamiento del aire a la entrada del compresor, hora a hora varían entre el 15 y 20%, mostrando la sensibilidad del desempeño de la turbina frente a las condiciones ambientales del aire que se admite al compresor.

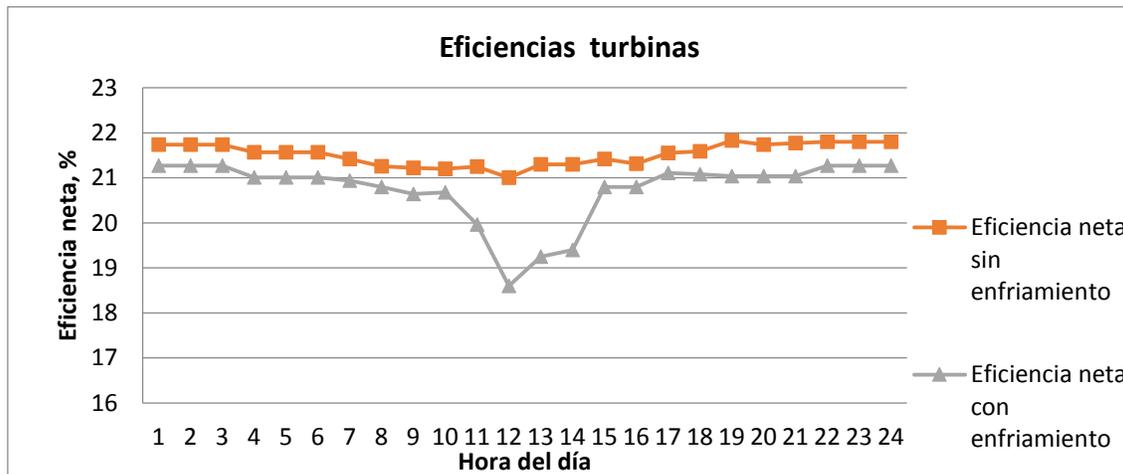


Figura 3.48. Eficiencia neta por enfriamiento del aire a entrada del compresor de la turbina

3.8. Cálculos de sistemas de trigeneración Variante 1 y 2.

Los cálculos de las Variantes 1 y 2 se basan en el uso según Primera Ley y Segunda Ley, respecto al recurso disponible en la energía primaria del combustible. En la variante 1, la turbina funciona en ciclo simple con gases de chimenea hacia un horno crisol y en la variante 2, es el mismo sistema pero con enfriamiento a la entrada del compresor de la turbina usando un Chiller por Compresión de Vapor.

Se calculó la capacidad del Chiller por compresión requerida para garantizar el suministro de frío al aire en la admisión del compresor de la turbina de la variante 2 y se muestra en la Figura 3.49. La capacidad mínima y máxima de enfriamiento varía entre 58 y 78 kW, para las temperaturas del aire ambiente entre 26,5 y 34,8 C del día típico, respectivamente; cuando se quiere enfriar el aire en la admisión del compresor a 8 C.

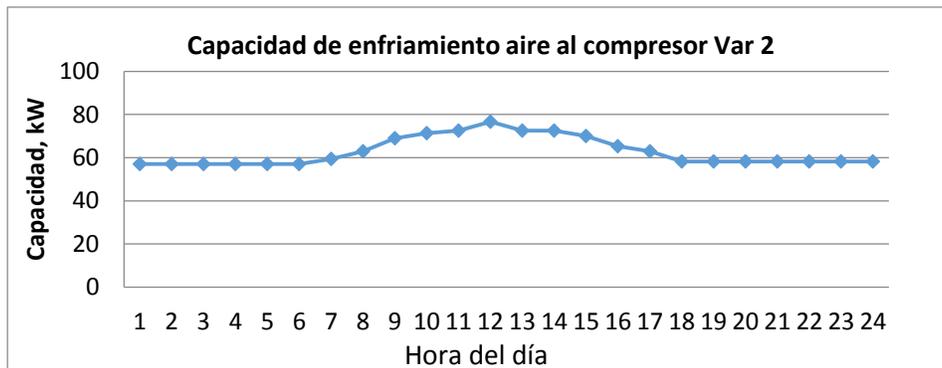


Figura 3.49. Capacidad del Chiller por compresión requerido para suplir demanda de frío en variante 2.

3.8.1. Cálculo de eficiencia según primera ley sistema de trigeneración Variantes 1 y 2.

La eficiencia energética de la Variante de trigeneración 1 establecida, se puede calcular con las ecuaciones mostradas en el Capítulo 2. Se asume que el 70% de la energía contenida en los gases de chimenea se aprovecha en los hornos para calentamiento y que la demanda de frío para climatización se haya satisfecha con la electricidad generada por la turbina. En la variante 2, la eficiencia energética se calcula basándose en el aumento de potencia de la turbina dado por el enfriamiento en la admisión del compresor, que es mayor a la potencia demandada por el propio sistema de enfriamiento dado en la Figura 3.50.

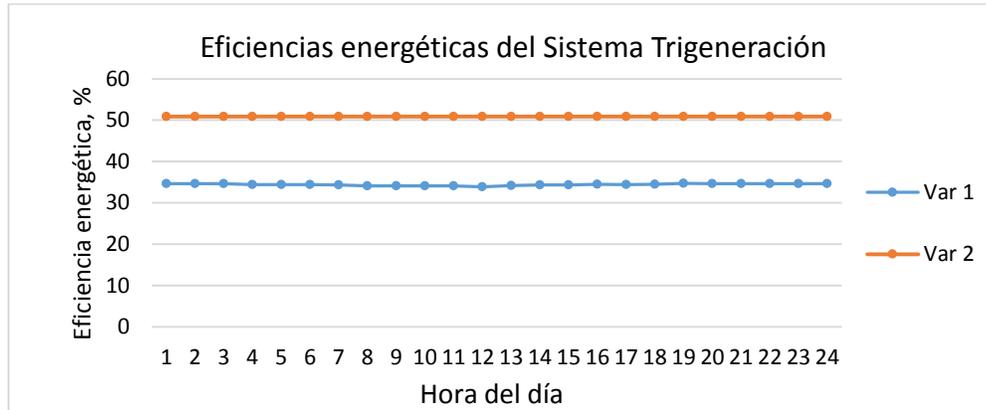


Figura 3.50. Comparación de Eficiencias energéticas de las variantes 1 y 2

3.8.2. Cálculo de la eficiencia según primera ley turbinas Variantes 1 y 2.

Al comparar las eficiencias térmicas de las turbinas en las variantes 1 y 2, como se muestra en la Figura 3.51, se verifica su disminución por el enfriamiento efectuado en la variante 2, siendo más sensible en las horas de mayor temperatura del día. Para la turbina de la variante 1, la eficiencia térmica oscila entre 21% y 21,8%, mientras que para la turbina de la variante 2, oscila entre 17,4% y 18,8%, para temperaturas que varían entre 26,5 y 34,8 C.

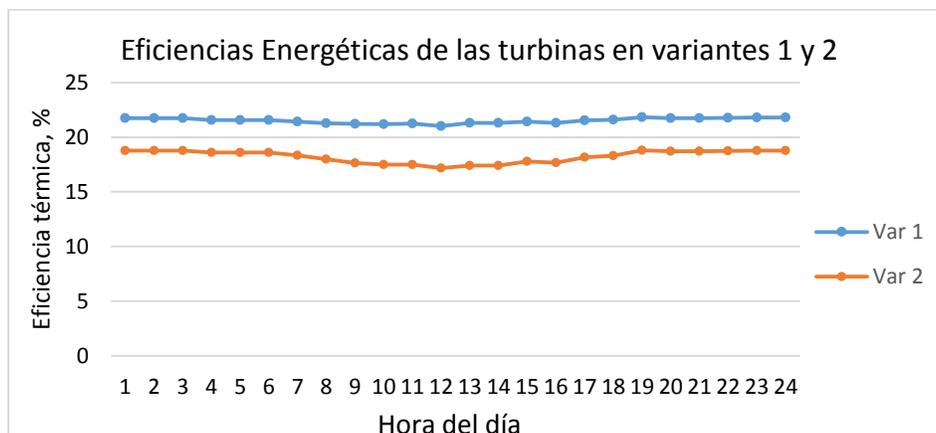


Figura 3.51. Comparación de eficiencias térmicas de turbinas de las variantes 1 y 2

3.8.3. Cálculo del PGR y TEC sistema de trigeneración Variantes 1 y 2.

Se calculó el PGR y TEC según las ecuaciones propuestas por (Jassim, 2012) [24] y su comportamiento se muestra en la Figura 3.52. La razón de ganancia en potencia PGR, compara el efecto del enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina en la potencia desarrollada por la misma, frente a la configuración original sin enfriamiento. Al comparar las variantes 1 y 2, los porcentajes de aumento en potencia de la turbina oscilan entre el 12 y 16%, congruente con lo reportado por (Jassim, 2012) [73].

El TEC o factor de cambio en la eficiencia térmica, establece el cambio que en la eficiencia térmica de la turbina se da, por el enfriamiento del aire en la entrada del compresor de la misma, frente a la misma configuración sin enfriamiento. En la Figura 3.52, se observa que el TEC varía entre el -14% y el -18% al comparar las variantes 1 y 2 y corrobora lo mostrado en la Figura 3.50.

Los modelos matemáticos del PGR y TEC, con t en horas, se relacionan a continuación.

$$PGR = -0.22t^2 + 0.5005t + 11.478 \quad 0 < t \leq 24$$

$$TEC = -0.0334t^2 - 0.85t + 11.511 \quad 0 < t \leq 24$$

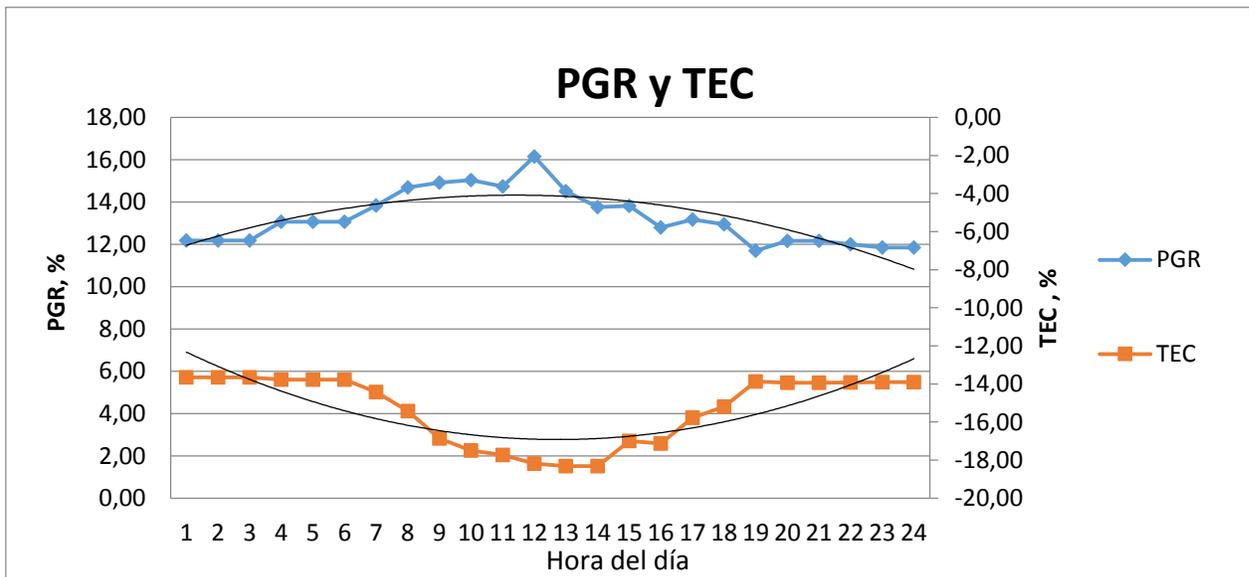


Figura 3.52. PGR y TEC para las turbinas de las variantes 1 y 2.

3.8.4. Cálculo eficiencia según segunda ley sistema de trigeneración Variantes 1 y 2.

La variante 2 muestra ventaja sobre la variante 1 al mostrar mejor comportamiento exergético durante el día, según se muestra en la Figura 3.53. La influencia de las condiciones ambientales en la variante 1 es más significativa, especialmente a las horas más críticas para el sistema de enfriamiento de aire en la admisión del compresor de la turbina, oscilando entre 27,9% y 30,9%.

Asumiendo que la turbina mantiene su irreversibilidad constante por estar en condiciones ambientales constantes, la mayor irreversibilidad asociada a la variante 2 está en el sistema de refrigeración. Sin embargo, por su baja capacidad, el Chiller por comprensión posee irreversibilidades pequeñas, la eficiencia exergética de la variante 2 es superior a su contraparte en la variante 1 con valores que oscilan entre 37,8 y 38,5%.

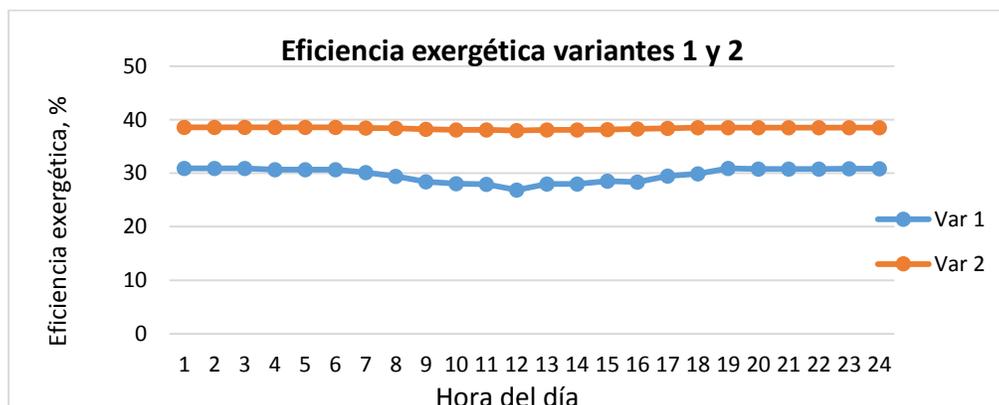


Figura 3.53. Eficiencia exergética de Variantes 1 y 2.

3.8.5. Cálculo eficiencia según segunda ley. Turbinas Variantes 1 y 2

Al igual que el PGR y TEC, se pueden establecer sus equivalentes exergéticos, en el que el PGR ex compara el porcentaje en ganancia, en trabajos efectivos de los componentes de la turbina a gas, de las configuraciones con enfriamiento frente a las que no tienen enfriamiento, y se muestra en la Figura 3.54. El PGR ex muestra el porcentaje de aumento de los trabajos efectivos desarrollados por los componentes de las turbinas con enfriamiento a la entrada del compresor, respecto

a los trabajos efectivos de los componentes de la turbina sin enfriamiento, que en el caso de la comparación de las variantes 1 y 2, muestra mejoras promediadas en 16%.

Los modelos matemáticos obtenidos para el comportamiento del PGR ex y TEC ex se muestran a continuación.

$$PGR\ ex = -0.0138t^2 + 0.3062t + 14.688 \quad 0 < t \leq 24$$

y

$$TEC\ ex = 0.00108t^2 - 0.2299t + 13.099 \quad 0 < t \leq 24$$

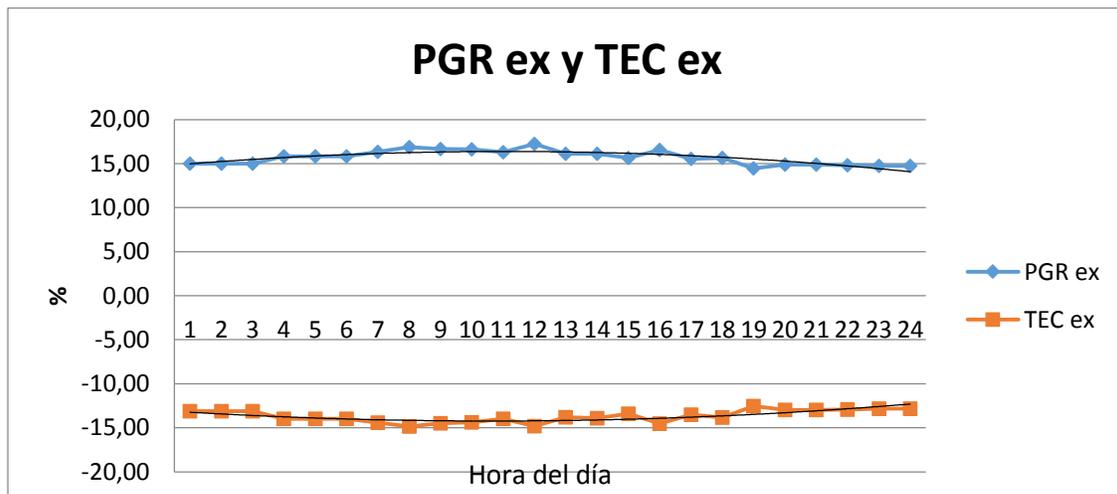


Figura 3.54. PGR ex y TEC ex de las turbinas de las Variantes 1 y 2.

Del mismo modo, el TEC ex señala la variación porcentual de la eficiencia exergética de las turbinas a gas y sus componentes, al compararlas con y sin enfriamiento. El enfriamiento produce una reducción de la eficiencia exergética de la turbina a gas, al incluir el trabajo efectivo del compresor del Chiller eléctrico en el modelo.

3.8.6. Cálculos económicos

La Tabla 3.19 relaciona algunas de las constantes que se asumió en el cálculo y análisis económicos efectuados en cada variante de trigeneración. En ella se asumen las tasas de interés, las anualidades y los costos del kWh promedio de venta y compra. Para el cálculo de la Tasa Interna de Retorno y Valor Presente Neto, se usó un periodo de 6 años, con un periodo de operación de 8400h /año.

Tabla 3.19. Algunas constantes del análisis económico.

Análisis Económico			
Concepto	Símbolo	Unidad	Valor
Tasa de interés anual	i	%/año	0,09
Tasa de interés horario	i	%/h	6,15574E-05
Periodo de recuperación de inversión, n	n	años	6
Costo de Mantenimiento	a_m	10% de C ch	0,1
Costo de la electricidad comprada	Cel	\$/kWh	230
Costo de electricidad vendida	Cels	\$/kWh	165,4
Horas de operación por año	t op	h/año	8400
Tasa de Cambio dólar a pesos,		\$/USD	1900
A a la c, anualidades			0,222919783

3.8.6.1. Tiempo de retorno de la inversión

Un parámetro importante en la toma de decisiones de inversión en nuevas tecnologías, es el tiempo que se tarda en obtener el retorno de las inversiones iniciales. La Figura 3.55 relaciona la evolución temporal de los egresos e ingresos año a año de las variantes 1 y 2, mostrando que en ambas variantes la recuperación de la inversión es de 5.5 años.

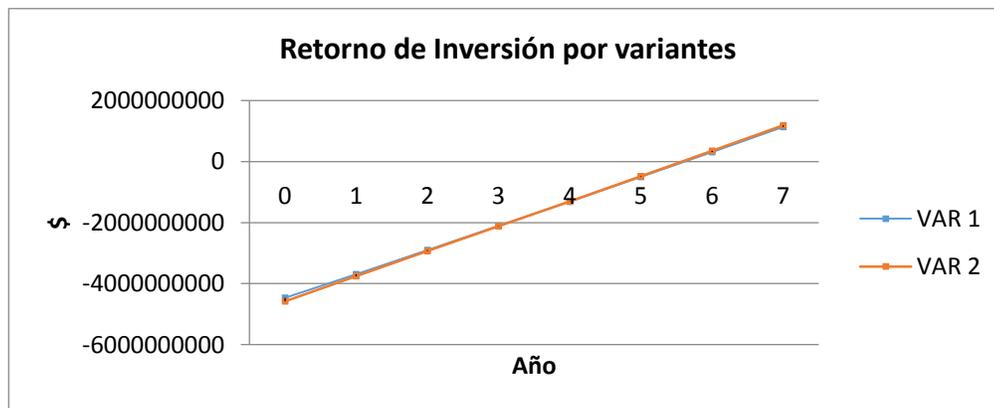


Figura 3.55. Tiempo de retorno de Inversión variantes 1 y 2.

3.8.6.2. Cálculos de ingresos por hora de Variantes 1 y 2

Para los cálculos de los ingresos por hora de las variantes 1 y 2 de Trigeneración, se tuvo en cuenta la producción de energía de los tres turbogrupos, la energía consumida por la planta y exportada, así como los costos de cada kWh comprado por la planta al precio promedio que ha venido pagando en los últimos años y los costos del kWh vendido, lo que arroja el ingreso por hora y por año y el ingreso neto que resulta de comparar los ingresos de las plantas con turbina a gas con y sin enfriamiento, como se muestra en la Tabla 3.20 y Tabla 3.21.

Del total de la energía generada por las turbinas, la Planta consume una parte en el suministro de potencia a equipos de procesos y refrigeración, cuyo valor se calcula en función del costo del kWh medio pagado por la empresa en los últimos años; el remanente obtenido o diferencia es exportado y vendido a un costo menor dado por la Bolsa Nacional. En la Tabla 3.21, el ingreso neto es la comparación entre los ingresos horarios del sistema de trigeneración con enfriamiento del aire a la admisión del compresor de la turbina (Variante 2) y los ingresos horarios del sistema de trigeneración sin enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina (Variante 1).

Tabla 3.20. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 1

HORA DEL DIA	POTENCIA NETA GENERADA POR TURBINA, kW	POTENCIA NETA GENERADA TOTAL, kW	Energía Generada, kWh	Energía consumida promedio, kWh	DIFERENCIA DE Energía Generada y Consumida promedio, kWh	Costo Energía Consumida in situ \$	Costo energía vendida en red, \$	ingresos por hora, \$/h
1	538,94	1616,82	1616,82	873,36	743,46	\$ 200.872,80	\$ 170.995,80	\$ 371.868,60
2	538,94	1616,82	1616,82	909,36	707,46	\$ 209.152,80	\$ 162.715,80	\$ 371.868,60
3	538,94	1616,82	1616,82	956,16	660,66	\$ 219.916,80	\$ 151.951,80	\$ 371.868,60
4	534,72	1604,16	1604,16	927,12	677,04	\$ 213.237,60	\$ 155.719,20	\$ 368.956,80
5	534,72	1604,16	1604,16	912,00	692,16	\$ 209.760,00	\$ 159.196,80	\$ 368.956,80
6	534,72	1604,16	1604,16	858,24	745,92	\$ 197.395,20	\$ 171.561,60	\$ 368.956,80
7	531,15	1593,45	1593,45	840,72	752,73	\$ 193.365,60	\$ 173.127,90	\$ 366.493,50
8	527,14	1581,42	1581,42	912,96	668,46	\$ 209.980,80	\$ 153.745,80	\$ 363.726,60
9	526,15	1578,45	1578,45	945,60	632,85	\$ 217.488,00	\$ 145.555,50	\$ 363.043,50
10	525,55	1576,65	1576,65	919,44	657,21	\$ 211.471,20	\$ 151.158,30	\$ 362.629,50
11	526,95	1580,85	1580,85	1010,88	569,97	\$ 232.502,40	\$ 131.093,10	\$ 363.595,50
12	520,55	1561,65	1561,65	1049,76	511,89	\$ 241.444,80	\$ 117.734,70	\$ 359.179,50
13	528	1584	1584	1048,32	535,68	\$ 241.113,60	\$ 123.206,40	\$ 364.320,00
14	528	1584	1584	1081,68	502,32	\$ 248.786,40	\$ 115.533,60	\$ 364.320,00
15	531,19	1593,57	1593,57	1118,40	475,17	\$ 257.232,00	\$ 109.289,10	\$ 366.521,10
16	528,25	1584,75	1584,75	1090,08	494,67	\$ 250.718,40	\$ 113.774,10	\$ 364.492,50
17	534,26	1602,78	1602,78	999,84	602,94	\$ 229.963,20	\$ 138.676,20	\$ 368.639,40
18	535,33	1605,99	1605,99	899,52	706,47	\$ 206.889,60	\$ 162.488,10	\$ 369.377,70
19	541,27	1623,81	1623,81	883,44	740,37	\$ 203.191,20	\$ 170.285,10	\$ 373.476,30
20	539,01	1617,03	1617,03	884,88	732,15	\$ 203.522,40	\$ 168.394,50	\$ 371.916,90
21	539,01	1617,03	1617,03	881,28	735,75	\$ 202.694,40	\$ 169.222,50	\$ 371.916,90
22	539,82	1619,46	1619,46	878,16	741,30	\$ 201.976,80	\$ 170.499,00	\$ 372.475,80
23	540,55	1621,65	1621,65	908,40	713,25	\$ 208.932,00	\$ 164.047,50	\$ 372.979,50
24	540,55	1621,65	1621,65	910,32	711,33	\$ 209.373,60	\$ 163.605,90	\$ 372.979,50
Totales/dia	Promedio /dia	1600,46375		22699,92		\$ 5.220.981,60	\$ 3.613.578,30	
						Ingresos anuales	\$ 3.180.441.564,00	\$/año

Tabla 3.21. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 2.

HORA DEL DIA	POTENCIA NETA GENERADA POR TURBINA, kW	POTENCIA NETA GENERADA TOTAL, kW	Energía Generada, kWh	Energía consumida promedio, kWh	DIFERENCIA DE Energía Generada y Consumida promedio, kWh	Costo Energía Consumida in situ \$	Costo energía vendida en red, \$	ingresos por hora	Ingreso neto/h calculado a 230\$/kWh comprado y vendido
1	600,76	1802,28	1802,28	873,36	928,92	\$ 200.872,80	\$ 167.205,60	\$ 368.078,40	\$ 33.382,80
2	600,76	1802,28	1802,28	909,36	892,92	\$ 209.152,80	\$ 160.725,60	\$ 369.878,40	\$ 33.382,80
3	600,76	1802,28	1802,28	956,16	846,12	\$ 219.916,80	\$ 152.301,60	\$ 372.218,40	\$ 33.382,80
4	600,76	1802,28	1802,28	927,12	875,16	\$ 213.237,60	\$ 157.528,80	\$ 370.766,40	\$ 35.661,60
5	600,76	1802,28	1802,28	912,00	890,28	\$ 209.760,00	\$ 160.250,40	\$ 370.010,40	\$ 35.661,60
6	600,76	1802,28	1802,28	858,24	944,04	\$ 197.395,20	\$ 169.927,20	\$ 367.322,40	\$ 35.661,60
7	600,76	1802,28	1802,28	840,72	961,56	\$ 193.365,60	\$ 173.080,80	\$ 366.446,40	\$ 37.589,40
8	600,76	1802,28	1802,28	912,96	889,32	\$ 209.980,80	\$ 160.077,60	\$ 370.058,40	\$ 39.754,80
9	600,76	1802,28	1802,28	945,60	856,68	\$ 217.488,00	\$ 154.202,40	\$ 371.690,40	\$ 40.289,40
10	600,76	1802,28	1802,28	919,44	882,84	\$ 211.471,20	\$ 158.911,20	\$ 370.382,40	\$ 40.613,40
11	600,76	1802,28	1802,28	1010,88	791,40	\$ 232.502,40	\$ 142.452,00	\$ 374.954,40	\$ 39.857,40
12	600,76	1802,28	1802,28	1049,76	752,52	\$ 241.444,80	\$ 135.453,60	\$ 376.898,40	\$ 43.313,40
13	600,76	1802,28	1802,28	1048,32	753,96	\$ 241.113,60	\$ 135.712,80	\$ 376.826,40	\$ 39.290,40
14	600,76	1802,28	1802,28	1081,68	720,60	\$ 248.786,40	\$ 129.708,00	\$ 378.494,40	\$ 39.290,40
15	600,76	1802,28	1802,28	1118,40	683,88	\$ 257.232,00	\$ 123.098,40	\$ 380.330,40	\$ 37.567,80
16	600,76	1802,28	1802,28	1090,08	712,20	\$ 250.718,40	\$ 128.196,00	\$ 378.914,40	\$ 39.155,40
17	600,76	1802,28	1802,28	999,84	802,44	\$ 229.963,20	\$ 144.439,20	\$ 374.402,40	\$ 35.910,00
18	600,76	1802,28	1802,28	899,52	902,76	\$ 206.889,60	\$ 162.496,80	\$ 369.386,40	\$ 35.332,20
19	600,76	1802,28	1802,28	883,44	918,84	\$ 203.191,20	\$ 165.391,20	\$ 368.582,40	\$ 32.124,60
20	600,76	1802,28	1802,28	884,88	917,40	\$ 203.522,40	\$ 165.132,00	\$ 368.654,40	\$ 33.345,00
21	600,76	1802,28	1802,28	881,28	921,00	\$ 202.694,40	\$ 165.780,00	\$ 368.474,40	\$ 33.345,00
22	600,76	1802,28	1802,28	878,16	924,12	\$ 201.976,80	\$ 166.341,60	\$ 368.318,40	\$ 32.907,60
23	600,76	1802,28	1802,28	908,40	893,88	\$ 208.932,00	\$ 160.898,40	\$ 369.830,40	\$ 32.513,40
24	600,76	1802,28	1802,28	910,32	891,96	\$ 209.373,60	\$ 160.552,80	\$ 369.926,40	\$ 32.513,40
	Promedio /dia	1802,28	43254,72	22699,92		\$ 5.220.981,60	\$ 3.699.864,00	\$ 8.920.845,60	\$ 871.846,20
							Ingreso Neto diario	\$ 313.864.632,00	\$/día
							Ingresos anuales	\$ 3.211.504.416,00	\$/año

Nota: El ingreso neto/h mostrado proviene de la comparación entre los ingresos con enfriamiento (variante 2) y sin enfriamiento (variante 1)

Tabla 3.22. TIR y VPN para Variante 1.

Concepto	Costo	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6
0 INGRESOS POR CONSUMO Y VENTA ENERGIA	Para 1 Turbina	\$ 3.180.441.564,00	\$ 3.212.245.979,64	\$ 3.244.368.439,44	\$ 3.276.812.123,83	\$ 3.309.580.245,07	\$ 3.342.676.047,52
1 Estimacion de Costos de Capital							
1.1 Instalacion y Material Estructural Civil	\$ 33.193.890,00						
1.2 Suministro e instalacion de equipos mecanicos	\$ 192.069.600,00						
1.3 Suministro e instalacion Electricos y control	\$ 60.783.840,00						
1.4 Costos Indirectos Proyecto	\$ 72.988.740,00						
1.5 Impuestos y Contingencia	\$ 35.904.180,00						
1.6 Costo del Coil	\$ 31.829.117,53						
1.7 INVERSION INICIAL TURBINAS	\$ 4.039.650.000,00						
Total Costos de Capital Proyecto	\$ 4.466.419.367,53						
2 Estimación de Costos Operación y Mantenimiento							
2.1 Costos de Combustible	\$ 2.298.162.341,30						
2.2 Costos fijos	\$ 25.234.920,00						
2.3 Costos Variables	\$ 617.754,53						
2.4 Costos de Mantenimiento	\$ 79.303.727,16	\$ 79.303.727,16	\$ 79.303.727,16	\$ 79.303.727,16	\$ 79.303.727,16	\$ 79.303.727,16	\$ 79.303.727,16
Costos Totales Operación y Mantenimiento	\$ 2.403.318.742,99	\$ 2.403.318.742,99	\$ 2.427.351.930,42	\$ 2.451.625.449,73	\$ 2.476.141.704,22	\$ 2.500.903.121,26	\$ 2.525.912.152,48
Capital Inicial	\$ (4.466.419.367,53)	\$ 777.122.821,01	\$ 784.894.049,22	\$ 792.742.989,71	\$ 800.670.419,61	\$ 808.677.123,80	\$ 816.763.895,04
TIR	2%						
VPN	(\$ 826.495.975,06)						

Tabla 3.23. TIR y VPN para Variante 2.

Concepto	PARA 1 TURBINA	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6
Ingresos		\$ 3.211.504.416,00	\$ 3.243.619.460,16	\$ 3.243.619.460,16	\$ 3.276.055.654,76	\$ 3.308.816.211,31	\$ 3.341.904.373,42
Estimación de Costos Operación y Mantenimiento							
Costos de Combustible		\$ 2.298.162.341,30	\$ 2.321.143.964,72	\$ 2.344.355.404,36	\$ 2.367.798.958,41	\$ 2.391.476.947,99	\$ 2.415.391.717,47
Costos fijos	\$ 8.411.640,00						
Costos Variables	\$ 188.870,24						
Costos de Mantenimiento	\$ 29.932.053,12	\$ 89.796.159,36	\$ 90.694.120,95	\$ 91.601.062,16	\$ 92.517.072,78	\$ 93.442.243,51	\$ 94.376.665,95
Costos Totales Operación y Mantenimiento	\$ 38.532.563,36						
Estimacion de Costos de capital							
Instalacion y Material estructural civil	\$ 11.064.630,00						
Suministro e instalacion de equipos mecanicos	\$ 64.023.200,00						
Suministro e instalacion Electricos y control	\$ 20.261.280,00						
Costos Indirectos Proyecto	\$ 24.329.580,00						
Impuestos y Contingencia	\$ 11.968.060,00						
Total proyecto	\$ 131.646.750,00						
Costos del propietario (20% costo)	\$ -						
Total de Costos sin inversion Inicial	\$ 131.646.750,00						
Capital Inicial	\$ 4.073.396.151,59						
TOTAL INVERSION INICIAL	\$ 4.583.934.091,68						
	-\$ 4.583.934.091,68	\$ 823.545.915,34	\$ 831.781.374,49	\$ 807.662.993,63	\$ 815.739.623,57	\$ 823.897.019,81	\$ 832.135.990,00
TIR	2%						
VPN	(\$ 821.180.796,26)						

3.8.6.3. Cálculo del TIR y VPN para Variantes 1 y 2.

Se tuvo en cuenta distintos aspectos de la instalación, mantenimiento e inversión inicial en equipos, para realizar los cálculos de TIR y VPN, como se ve en la Tabla 3.22 y la Tabla 3.23. Entre ellos se pueden destacar los costos de instalación, equipos de monitoreo y control, obra civil, costos del Intercambiador, costos de las turbinas y Chiller. Los costos variables y fijos se calculan basándose en indicadores y los costos de operación, se asociaron a los consumos de combustible y electricidad para las turbinas y compresor del Chiller por compresión, respectivamente.

3.8.6.4. Ingresos netos y rentabilidad de las variantes 1 y 2

Como se ha mostrado, la influencia de la temperatura en el desempeño de las turbinas es determinante. Por tanto, el enfriamiento en la admisión del compresor de la turbina, es un mecanismo de aumento de producción en energía eléctrica, que si se sopesa correctamente puede incrementar los ingresos y disminuir los tiempos de retorno de la inversión. La Figura 3.56 muestra los ingresos netos por hora para distintos valores del kWh exportado y el costo total horario del sistema de refrigeración de la variante 2. De implementarse el sistema de enfriamiento de aire a la entrada del compresor de la turbina mediante Chiller por compresión, los ingresos netos por hora del día, según las demandas de frío, aumentarán la rentabilidad de los turbogrupos, definida como la diferencia entre el ingreso neto horario y el costo total horario.

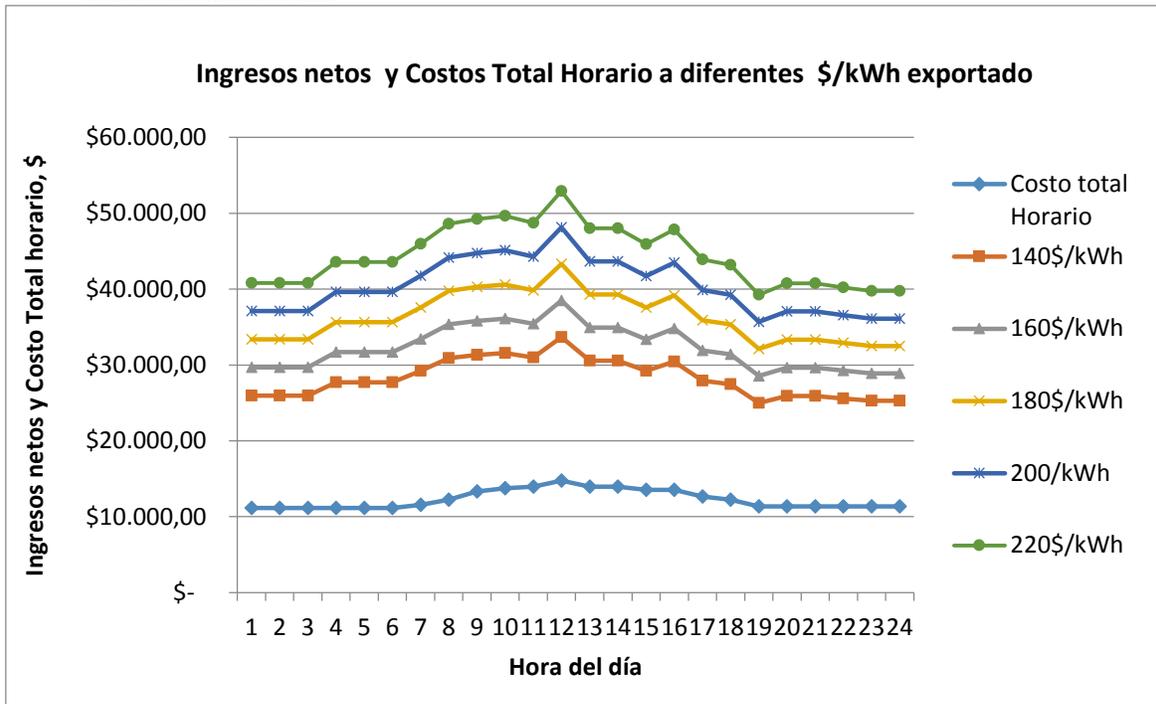


Figura 3.56. Ingresos netos y Costos Totales horarios del equipo de enfriamiento.

La rentabilidad de los sistemas de trigeneración en función de la hora del día y para distintos valores del kWh exportado, según el excedente de energía eléctrica disponible por el sistema de enfriamiento en la admisión de la turbina de la variante 2 en comparación con la variante 1, se muestra en la Figura 3.57.

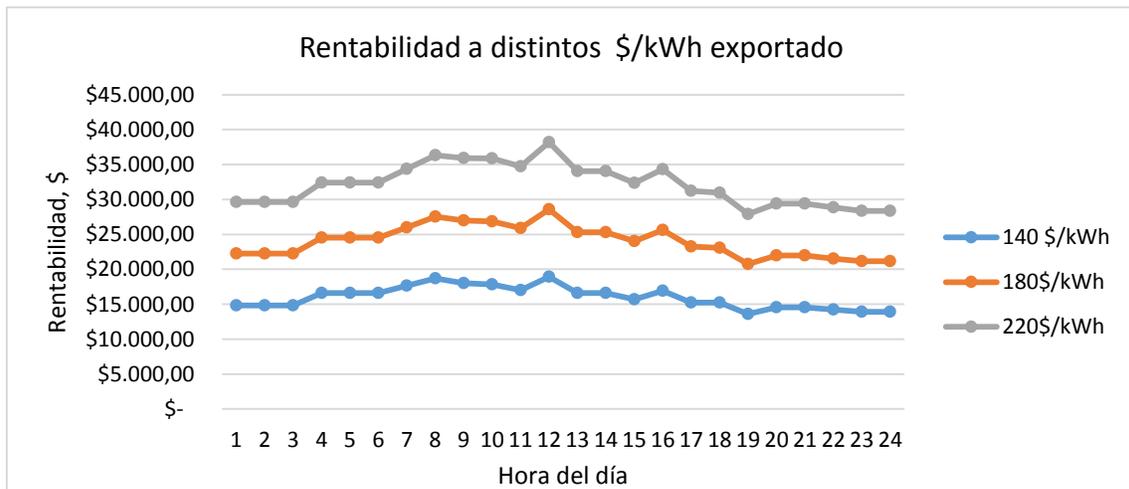


Figura 3.57. Rentabilidad a distintos valores del kWh exportado para variantes 1 y 2

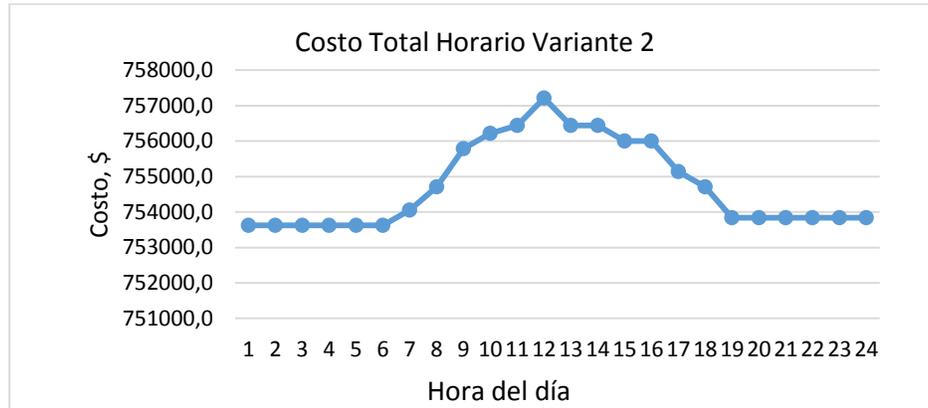


Figura 3.58. Costo Total horario de la Variante 2.

La variante 2, que incluye las turbinas, el equipo de enfriamiento del aire de admisión al compresor, tiene un costo total horario que se muestra en la Figura 3.58. Indica que para que haya rentabilidad en la variante 2, los ingresos horarios provenientes del consumo en sitio y la energía exportada, deben ser mayores a los mostrados en la misma.

3.9. Cálculos de sistemas de trigeneración Variante 3 y 4.

Las variantes 3 y 4, se analizaron según los métodos seguidos con las variantes 1 y 2. La variante 3 difiere de la variante 4, en que la última plantea enfriamiento en la admisión del compresor de la turbina mediante Chiller de absorción y la primera no. Las Variantes 3 y 4 satisfacen la demanda de climatización con Chiller de absorción.

3.9.1. Cálculos de eficiencia según primera ley sistema de trigeneración Variantes 3 y 4.

La eficiencia energética de la variante 3 oscila entre el 44 y el 45,2% y la de la variante 4, entre el 50,1 y el 51,8%, como se muestra en la Figura 3.59, en dependencia de la temperatura del ambiente. Nótese que el aumento de la temperatura hacia la hora 12, produce una caída en la eficiencia energética por los

efectos ya mostrados en la potencia de la turbina; mientras que el caso de la variante 4 goza del enfriamiento en la entrada del compresor de la turbina y la mayor energía térmica disponible para activar el Chiller por absorción.

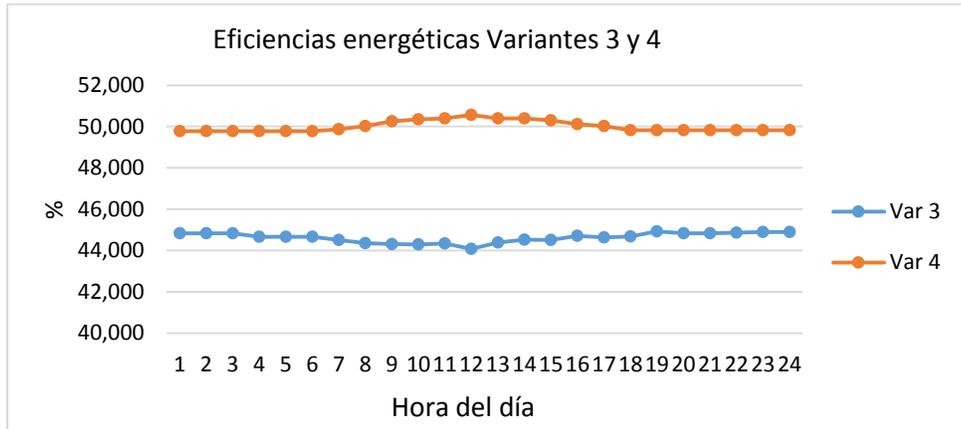


Figura 3.59. Eficiencia energética de variantes 3 y 4

3.9.2. Cálculo del PGR y TEC de las turbinas Variantes 3 y 4.

Con el fin de observar el comportamiento de las turbinas de las variantes 3 y 4, se muestra el PGR y TEC, a manera de comparación del efecto del enfriamiento en la entrada del compresor entre ambas variantes. La ganancia en potencia adicional por el efecto del enfriamiento a la entrada del compresor oscila entre el 12 y 16%, siendo mayor en los momentos en que la temperatura ambiente crece según la hora del día, como muestra la Figura 3.60. Sin embargo, y como ya se ha discutido, el factor de cambio en la eficiencia térmica es negativo, alcanzando valores del -8 al -18%.

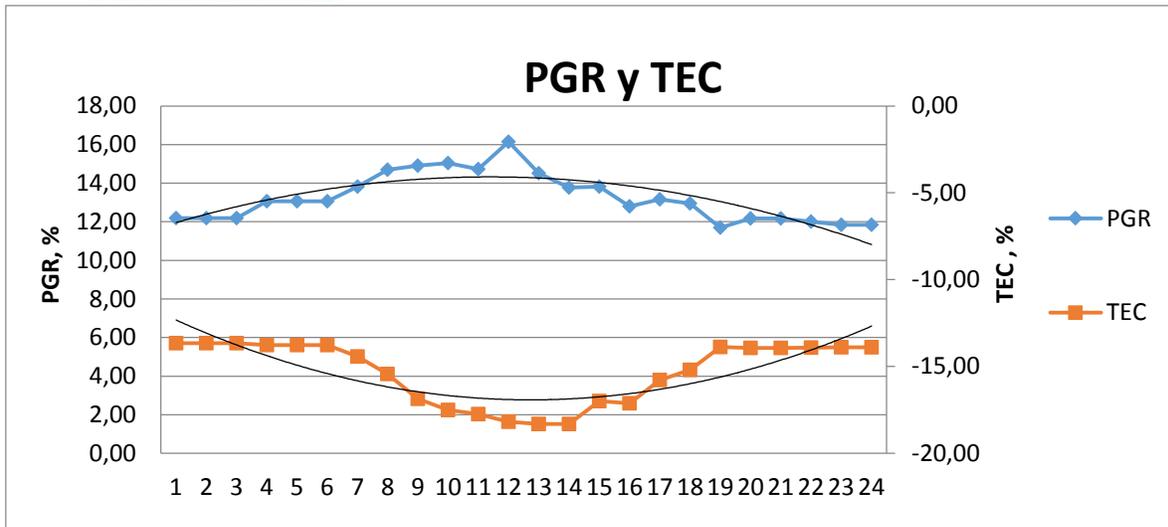


Figura 3.60. PGR y TEC para turbinas variantes 3 y 4

Los modelos matemáticos encontrados para el PGR y TEC de las variantes 3 y 4 son:

$$PGR = -0.22t^2 + 0.5005t + 11.478 \quad 0 < t \leq 24$$

Y

$$TEC = 0.0334t^2 - 0.855t + 11.511 \quad 0 < t \leq 24$$

3.9.3. Cálculo de eficiencia según segunda ley del sistema de trigeneración variantes 3 y 4

La eficiencia exergética de la variante 3 varía entre el 8,5 y el 14,2%, frente a variaciones del 14,8 y el 15,3% de la variante 4, según la Figura 3.61. La caída en las eficiencias exergéticas de las variantes 3 y 4, en comparación con sus contrapartes en las variantes 1 y 2 se debe al uso de los Chiller de absorción activados térmicamente cuyas irreversibilidades son mucho mayores, a las irreversibilidades del Chiller por compresión.

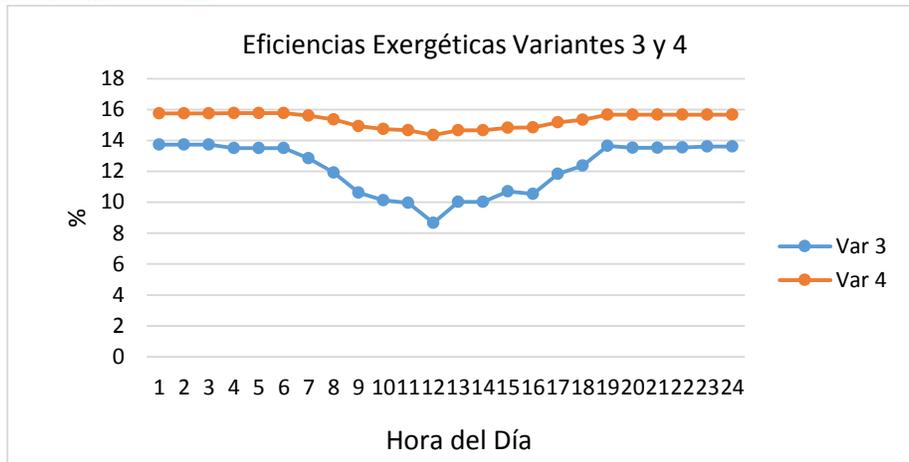


Figura 3.61. Eficiencias exergéticas de las variantes 3 y 4

3.9.4. Cálculo de eficiencia según segunda ley de las turbinas variantes 3 y 4

La tasa de ganancia de potencia exergética, PGR_{ex} , de la variante 4 frente a la variante 3, oscila entre el 19 y el 22% a lo largo de las horas del día, como se ve en la Figura 3.62. Esto se debe a que hay mayor trabajo efectivo disponible en la turbina sumada a la disminución en el trabajo efectivo del compresor. El factor de cambio en la eficiencia térmica exergética, TEC_{ex} , de la turbina de la variante 4 respecto a la variante 3, varía entre el -17 y el -21% a lo largo del día estudiado, causado por el enfriamiento en la admisión del compresor de la turbina, como se muestra en la misma figura.

Los modelos matemáticos asociados al comportamiento del PGR_{ex} y TEC_{ex} se muestran a continuación:

$$PGR_{ex} = -0.21t^2 + 0.4911t + 18.448 \quad 0 < t \leq 24$$

Y

$$TEC_{ex} = 0.0184t^2 - 0.4241t - 16.839 \quad 0 < t \leq 24$$

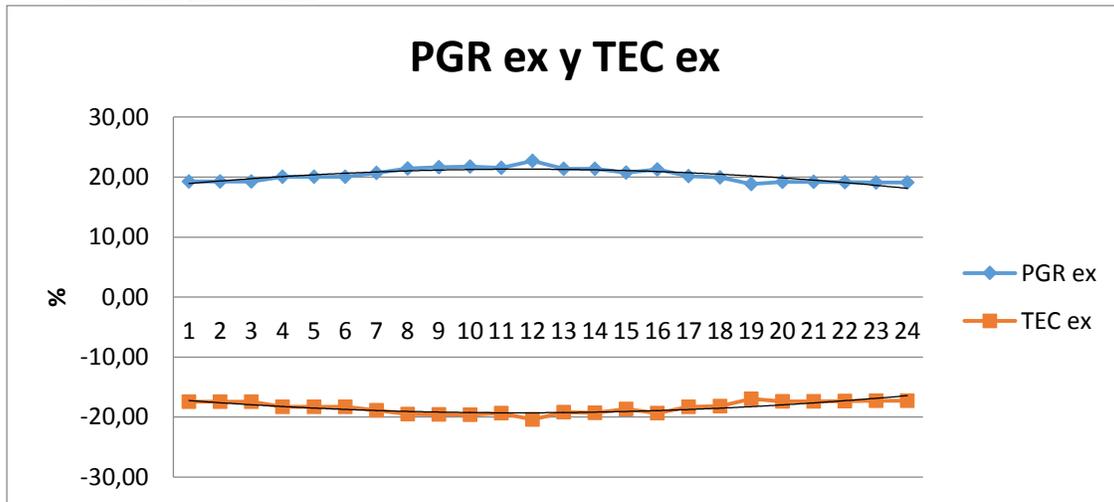


Figura 3.62. PGR ex y TEC ex de las turbinas de las variantes 3 y 4.

3.9.5. Cálculos económicos.

Los cálculos económicos de las variantes 3 y 4 se basaron en los mismos indicadores descritos en la Tabla 3.19. Se tuvo en cuenta los costos de instalación, costos de mantenimiento fijos y variables, inversión inicial, equipos de monitoreo y control, costos de combustible, el costo de kWh comprado y exportado, entre otros.

3.9.5.1. Tiempo de retorno de la inversión.

En la Figura 3.63, se muestran los tiempos de retorno de la inversión para las plantas de trigeneración 3 y 4. Los costos de los equipos de refrigeración por absorción fueron asumidos por índices según su capacidad. Los tiempos de retorno de la inversión de las variantes 3 y 4 son 5 y 4 años respectivamente. La variante 4 muestra mayor ventaja frente a la variante 3, porque el enfriamiento con dispositivos activados térmicamente permite rentabilidades mayores al agregar bajos costos adicionales de operación.

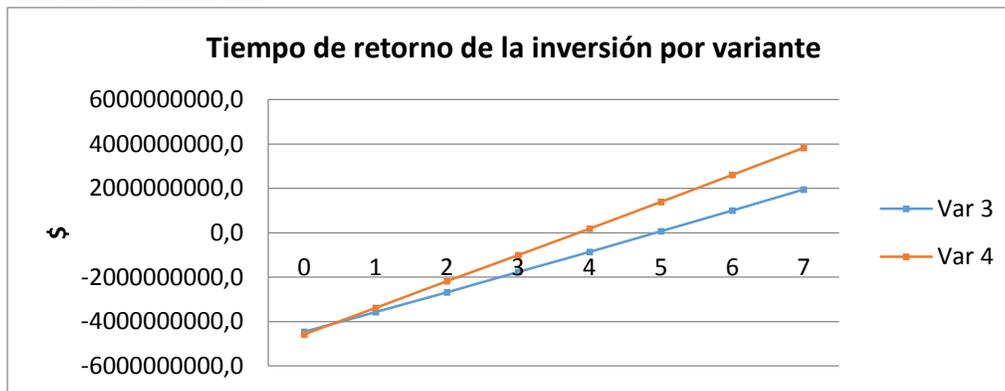


Figura 3.63. Tiempo de retorno de la inversión para variantes 3 y 4.

3.9.5.2. Cálculo de ingresos por hora

Para establecer los ingresos que por concepto de consumo en sitio y exportación de energía se pueden dar por la implementación de la planta de trigeneración, se realizaron los cálculos de la Tabla 3.24 y Tabla 3.25. En la Tabla 3.24, se muestra el cálculo de los ingresos económicos de la variante 3, de los tres bloques de generación eléctrica por hora en el día típico. En ella se relacionan los ingresos horarios equivalentes a la compra de energía si no existiera la planta de trigeneración o Costo de energía consumida en sitio y los costos de la energía vendida o exportada, así como los ingresos anuales totales por la producción de energía eléctrica.

En la Tabla 3.25, se muestra el mismo cálculo para la variante 4, pero en la última columna se relaciona el Ingreso neto, que es una comparación entre los ingresos adicionales que tiene el implementar el sistema de enfriamiento frente a la variante que carece de él.

3.9.5.3. Cálculo de TIR y VPN Variantes 3 y 4.

La

Tabla 3.26 y la

Tabla 3.27 relacionan los cálculos para establecer la Tasa Interna de Retorno y el Valor Presente Neto de las variantes 3 y 4. Para la variante 3 la TIR es del 6% en 6 periodos anuales con un Valor presente neto negativo de 357 millones de pesos. Para la variante 4, la TIR es del 15% y VPN de 719 millones de pesos, en 6 años

de funcionamiento de la planta. Obsérvese la importancia que tiene el sistema de enfriamiento en la variante 4, y lo que en términos económicos representa su implementación.

Tabla 3.24. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 3.

HORA DEL DIA	POTENCIA NETA GENERADA POR TURBINA, kW	POTENCIA NETA GENERADA TOTAL, kW	Energía Generada, kWh	Energía consumida promedio, kWh	Energía ahorrada en frio, kWh	DIFERENCIA DE Energía Generada y Consumida promedio, kWh	Costo Energía Consumida in situ \$	Costo energía vendida en red, \$	ingresos por hora
1	538,94	1616,82	1616,82	873,36	253,44	996,90	\$ 200.872,80	\$ 229.287,00	\$ 430.159,80
2	538,94	1616,82	1616,82	909,36	253,44	960,90	\$ 209.152,80	\$ 221.007,00	\$ 430.159,80
3	538,94	1616,82	1616,82	956,16	253,44	914,10	\$ 219.916,80	\$ 210.243,00	\$ 430.159,80
4	534,72	1604,16	1604,16	927,12	253,44	930,48	\$ 213.237,60	\$ 214.010,40	\$ 427.248,00
5	534,72	1604,16	1604,16	912,00	253,44	945,60	\$ 209.760,00	\$ 217.488,00	\$ 427.248,00
6	534,72	1604,16	1604,16	858,24	253,44	999,36	\$ 197.395,20	\$ 229.852,80	\$ 427.248,00
7	531,15	1593,45	1593,45	840,72	253,44	1006,17	\$ 193.365,60	\$ 231.419,10	\$ 424.784,70
8	527,14	1581,42	1581,42	912,96	253,44	921,90	\$ 209.980,80	\$ 212.037,00	\$ 422.017,80
9	526,15	1578,45	1578,45	945,60	253,44	886,29	\$ 217.488,00	\$ 203.846,70	\$ 421.334,70
10	525,55	1576,65	1576,65	919,44	253,44	910,65	\$ 211.471,20	\$ 209.449,50	\$ 420.920,70
11	526,95	1580,85	1580,85	1010,88	253,44	823,41	\$ 232.502,40	\$ 189.384,30	\$ 421.886,70
12	520,55	1561,65	1561,65	1049,76	253,44	765,33	\$ 241.444,80	\$ 176.025,90	\$ 417.470,70
13	528	1584	1584	1048,32	253,44	789,12	\$ 241.113,60	\$ 181.497,60	\$ 422.611,20
14	528	1584	1584	1081,68	253,44	755,76	\$ 248.786,40	\$ 173.824,80	\$ 422.611,20
15	531,19	1593,57	1593,57	1118,40	253,44	728,61	\$ 257.232,00	\$ 167.580,30	\$ 424.812,30
16	528,25	1584,75	1584,75	1090,08	253,44	748,11	\$ 250.718,40	\$ 172.065,30	\$ 422.783,70
17	534,26	1602,78	1602,78	999,84	253,44	856,38	\$ 229.963,20	\$ 196.967,40	\$ 426.930,60
18	535,33	1605,99	1605,99	899,52	253,44	959,91	\$ 206.889,60	\$ 220.779,30	\$ 427.668,90
19	541,27	1623,81	1623,81	883,44	253,44	993,81	\$ 203.191,20	\$ 228.576,30	\$ 431.767,50
20	539,01	1617,03	1617,03	884,88	253,44	985,59	\$ 203.522,40	\$ 226.685,70	\$ 430.208,10
21	539,01	1617,03	1617,03	881,28	253,44	989,19	\$ 202.694,40	\$ 227.513,70	\$ 430.208,10
22	539,82	1619,46	1619,46	878,16	253,44	994,74	\$ 201.976,80	\$ 228.790,20	\$ 430.767,00
23	540,55	1621,65	1621,65	908,40	253,44	966,69	\$ 208.932,00	\$ 222.338,70	\$ 431.270,70
24	540,55	1621,65	1621,65	910,32	253,44	964,77	\$ 209.373,60	\$ 221.897,10	\$ 431.270,70
Totales/dia	Promedio /dia	1600,46375		22699,92			\$ 5.220.981,60	\$ 5.012.567,10	
							Ingresos diarios	\$ 10.233.548,70	\$/día
							Ingresos anuales	\$ 3.684.077.532,00	\$/año

Tabla 3.25. Cálculo de ingresos anuales por consumo y exportación de energía eléctrica Variante 4.

HORA DEL DIA	POTENCIA NETA GENERADA POR TURBINA, kW	POTENCIA NETA GENERADA TOTAL, kW	Energía Generada, kWh	Energía consumida promedio, kWh	Energía ahorrada en frío, kWh	DIFERENCIA DE Energía Generada y Consumida promedio, kWh	Costo Energía Consumida in situ \$	Costo energía vendida en red, \$	ingresos por hora	Net Revenue/h calculado a 230\$/kWh comprado y vendido
1	600,76	1802,28	1802,28	873,36	253,44	1182,36	\$ 200.872,80	\$ 212.824,80	\$ 413.697,60	\$ 33.382,80
2	600,76	1802,28	1802,28	909,36	253,44	1146,36	\$ 209.152,80	\$ 206.344,80	\$ 415.497,60	\$ 33.382,80
3	600,76	1802,28	1802,28	956,16	253,44	1099,56	\$ 219.916,80	\$ 197.920,80	\$ 417.837,60	\$ 33.382,80
4	600,76	1802,28	1802,28	927,12	253,44	1128,60	\$ 213.237,60	\$ 203.148,00	\$ 416.385,60	\$ 35.661,60
5	600,76	1802,28	1802,28	912,00	253,44	1143,72	\$ 209.760,00	\$ 205.869,60	\$ 415.629,60	\$ 35.661,60
6	600,76	1802,28	1802,28	858,24	253,44	1197,48	\$ 197.395,20	\$ 215.546,40	\$ 412.941,60	\$ 35.661,60
7	600,76	1802,28	1802,28	840,72	253,44	1215,00	\$ 193.365,60	\$ 218.700,00	\$ 412.065,60	\$ 37.589,40
8	600,76	1802,28	1802,28	912,96	253,44	1142,76	\$ 209.980,80	\$ 205.696,80	\$ 415.677,60	\$ 39.754,80
9	600,76	1802,28	1802,28	945,60	253,44	1110,12	\$ 217.488,00	\$ 199.821,60	\$ 417.309,60	\$ 40.289,40
10	600,76	1802,28	1802,28	919,44	253,44	1136,28	\$ 211.471,20	\$ 204.530,40	\$ 416.001,60	\$ 40.613,40
11	600,76	1802,28	1802,28	1010,88	253,44	1044,84	\$ 232.502,40	\$ 188.071,20	\$ 420.573,60	\$ 39.857,40
12	600,76	1802,28	1802,28	1049,76	253,44	1005,96	\$ 241.444,80	\$ 181.072,80	\$ 422.517,60	\$ 43.313,40
13	600,76	1802,28	1802,28	1048,32	253,44	1007,40	\$ 241.113,60	\$ 181.332,00	\$ 422.445,60	\$ 39.290,40
14	600,76	1802,28	1802,28	1081,68	253,44	974,04	\$ 248.786,40	\$ 175.327,20	\$ 424.113,60	\$ 39.290,40
15	600,76	1802,28	1802,28	1118,40	253,44	937,32	\$ 257.232,00	\$ 168.717,60	\$ 425.949,60	\$ 37.567,80
16	600,76	1802,28	1802,28	1090,08	253,44	965,64	\$ 250.718,40	\$ 173.815,20	\$ 424.533,60	\$ 39.155,40
17	600,76	1802,28	1802,28	999,84	253,44	1055,88	\$ 229.963,20	\$ 190.058,40	\$ 420.021,60	\$ 35.910,00
18	600,76	1802,28	1802,28	899,52	253,44	1156,20	\$ 206.889,60	\$ 208.116,00	\$ 415.005,60	\$ 35.332,20
19	600,76	1802,28	1802,28	883,44	253,44	1172,28	\$ 203.191,20	\$ 211.010,40	\$ 414.201,60	\$ 32.124,60
20	600,76	1802,28	1802,28	884,88	253,44	1170,84	\$ 203.522,40	\$ 210.751,20	\$ 414.273,60	\$ 33.345,00
21	600,76	1802,28	1802,28	881,28	253,44	1174,44	\$ 202.694,40	\$ 211.399,20	\$ 414.093,60	\$ 33.345,00
22	600,76	1802,28	1802,28	878,16	253,44	1177,56	\$ 201.976,80	\$ 211.960,80	\$ 413.937,60	\$ 32.907,60
23	600,76	1802,28	1802,28	908,40	253,44	1147,32	\$ 208.932,00	\$ 206.517,60	\$ 415.449,60	\$ 32.513,40
24	600,76	1802,28	1802,28	910,32	253,44	1145,40	\$ 209.373,60	\$ 206.172,00	\$ 415.545,60	\$ 32.513,40
	Promedio /dia	1802,28	43254,72	22699,92			\$ 5.220.981,60	\$ 4.794.724,80	\$ 313.864.632,00	\$/día
									Ingresos anuales \$ 3.605.654.304,00	\$/año

Nota: El ingreso neto/h mostrado proviene de la comparación entre los ingresos con enfriamiento (variante 4) y sin enfriamiento (variante 3)

Tabla 3.26. TIR y VPN variante 3

Concepto	Costo	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6
0 INGRESOS POR CONSUMO Y VENTA ENERGIA		\$ 3.291.789.672,00	\$ 3.324.707.568,72	\$ 3.357.954.644,41	\$ 3.391.534.190,85	\$ 3.425.449.532,76	\$ 3.459.704.028,09
1 Estimación de Costos de Capital							
1.1 Instalacion y Material Estructural Civil	\$ 33.193.890,00						
1.2 Suministro e instalacion de equipos mecanicos	\$ 192.069.600,00						
1.3 Suministro e instalación Electricos y control	\$ 60.783.840,00						
1.4 Costos Indirectos Proyecto	\$ 72.988.740,00						
1.5 Impuestos y Contingencia	\$ 35.904.180,00						
1.6 Costo del Coil	\$ 31.829.117,53						
1.7 INVERSION INICIAL TURBINAS	\$ 4.039.650.000,00						
Total Costos de Capital Proyecto	\$ 4.466.419.367,53						
2 Estimación de Costos Operación y Mantenimiento							
2.1 Costos de Combustible	\$ 2.298.162.341,30						
2.2 Costos fijos	\$ 25.234.920,00						
2.3 Costos Variables	\$ 617.754,53						
2.4 Costos de Mantenimiento	\$ 79.303.727,16						
Costos Totales Operación y Mantenimiento	\$ 2.403.318.742,99	\$ 2.403.318.742,99	\$ 2.427.351.930,42	\$ 2.451.625.449,73	\$ 2.476.141.704,22	\$ 2.500.903.121,26	\$ 2.525.912.152,48
Capital Inicial	\$ (4.466.419.367,53)	\$ 888.470.929,01	\$ 897.355.638,30	\$ 906.329.194,68	\$ 915.392.486,63	\$ 924.546.411,49	\$ 933.791.875,61
TIR	6%						
VPN	(\$ 357.799.332,34)						

Tabla 3.27. TIR y VPN variante 4

Concepto	PARA 1 TURBINA	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6
Ingresos		\$ 3.605.654.304,00	\$ 3.641.710.847,04	\$ 3.641.710.847,04	\$ 3.678.127.955,51	\$ 3.714.909.235,07	\$ 3.752.058.327,42
Estimación de Costos Operación y Mantenimiento							
Costos de Combustible		\$ 2.298.162.341,30	\$ 2.321.143.964,72	\$ 2.344.355.404,36	\$ 2.367.798.958,41	\$ 2.391.476.947,99	\$ 2.415.391.717,47
Costos fijos	\$ 8.411.640,00						
Costos Variables	\$ 204.263,58						
Costos de Mantenimiento	\$ 29.932.053,12	\$ 115.643.870,10	\$ 116.800.308,80	\$ 117.968.311,88	\$ 119.147.995,00	\$ 120.339.474,95	\$ 121.542.869,70
Costos Totales Operación y Mantenimiento	\$ 38.547.956,70						
Estimación de Costos de capital							
Instalacion y Material estructural civil	\$ 11.064.630,00						
Suministro e instalacion de equipos mecanicos	\$ 64.023.200,00						
Suministro e instalación Electricos y control	\$ 20.261.280,00						
Costos Indirectos Proyecto	\$ 24.329.580,00						
Impuestos y Contingencia	\$ 11.968.060,00						
Total proyecto	\$ 131.646.750,00						
	\$ -						
Total de Costos sin inversion Inicial	\$ 131.646.750,00						
Capital Inicial	\$ 4.073.396.151,59						
TOTAL INVERSION INICIAL	\$ 4.583.980.271,68						
	-\$ 4.583.980.271,68	\$ 1.191.848.092,60	\$ 1.203.766.573,53	\$ 1.179.387.130,79	\$ 1.191.181.002,10	\$ 1.203.092.812,12	\$ 1.215.123.740,24
TIR	15%						
VPN	\$ 718.969.598,49						

3.9.5.4. Ingresos netos y rentabilidad de las variantes 3 y 4.

El efecto económico que tiene el sistema de enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina puede observarse en la Figura 3.64. Al enfriar el aire en la admisión del compresor, se generan ingresos adicionales respecto a la planta sin enfriamiento del aire. Estos ingresos netos dependen del costo del kWh exportado en el mercado; de allí que aunque el costo total horario del sistema de enfriamiento de la variante 4 es cercano a 19000 \$/h, a un costo del kWh de 160\$, el ingreso neto es de 33000\$/h a las 7 am, lo que da una rentabilidad de 14000\$ a esa hora del día.

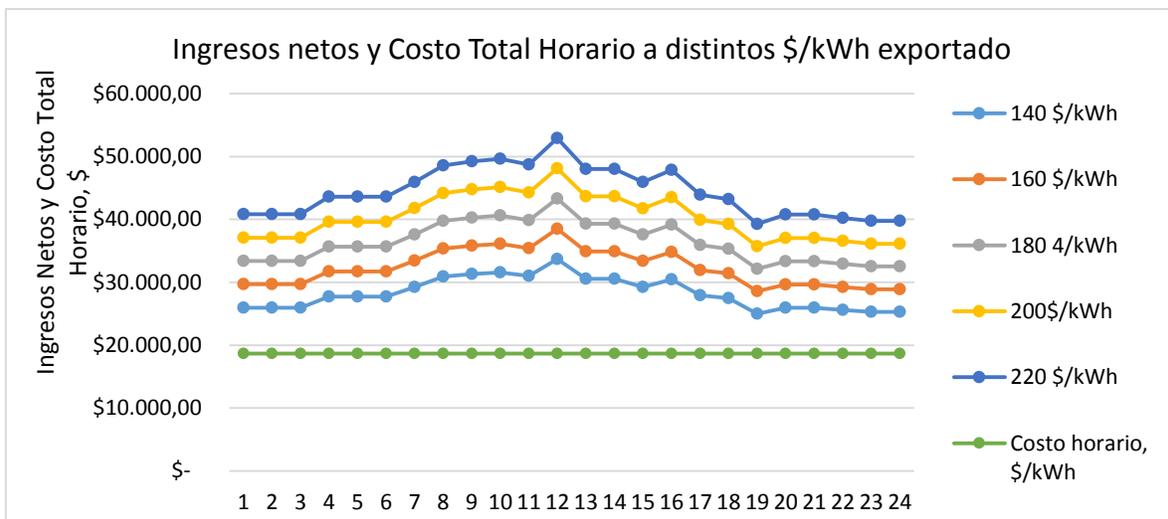


Figura 3.64. Ingresos netos de la variante 4 para distintos costos del kWh exportado

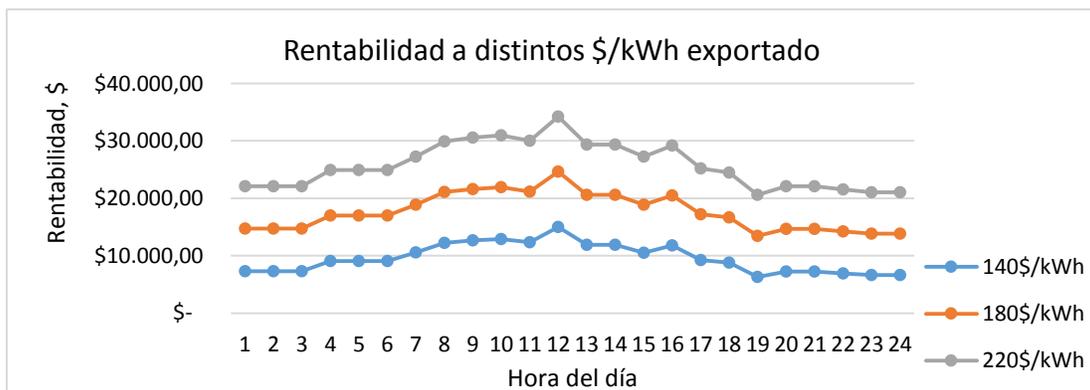


Figura 3.65. Rentabilidad del Sistema de refrigeración de la variante 4 frente a la variante 3.

La rentabilidad de los sistemas de trigeneración en función de la hora del día y distintos valores del kWh exportado, según el excedente de energía eléctrica disponible por el sistema de enfriamiento en la admisión del compresor de la turbina de la variante 4 en comparación con la variante 3, se muestra en la Figura 3.65.

La

Figura 3.66 muestra el costo total horario de los sistemas de trigeneración 3 y 4. Aunque el sistema 4 es un poco más costoso por hora que el sistema 3, la energía adicional generada logra que los retornos de la inversión sean más rápidos con TIR del 15%. El enfriamiento en la admisión del compresor de la turbina, implica una mayor capacidad y costos de los equipos de refrigeración, sin embargo, la diferencia en los costos totales horarios de ambas variantes es de \$4500/h, lo que representa una diferencia de 0,6% de los costos totales de la variante 4 frente a la variante 3.

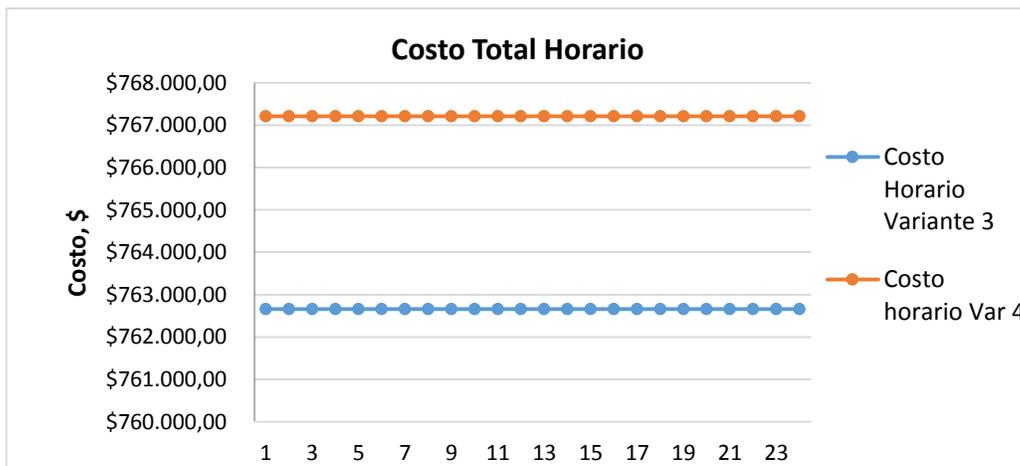


Figura 3.66. Costo Total horario para sistemas de trigeneración Variantes 3 y 4.

3.10. Comparación de variantes de Trigeneración

La toma de decisión de la variante de trigeneración que mejor satisface la demanda energética de la Planta estudiada, se debe basar en indicadores o índices que muestren el mejor desempeño de las opciones estudiadas. El costo Total anual, el consumo específico de combustible, la TIR, entre otros, pueden ser tomados en cuenta para la decisión de adopción de la tecnología de trigeneración. La Tabla 3.28 muestra un resumen de estos índices e indicadores para cada variante estudiada.

El costo total anual de cada sistema de trigeneración es la anualidad que debe pagarse por invertir en equipos, obra civil, mantenimiento y operación de cada sistema. El consumo específico de combustible relaciona cada gasto en combustible y la potencia total generada por el sistema de trigeneración. El costo de producción por kWh, es el costo de producir cada kWh con cada sistema de trigeneración, a partir de los costos totales anuales derivados de las inversiones iniciales, operación y mantenimiento, entre otros.

La variante 4 aunque tiene un mayor costo total anual y un costo de producción del kWh ligeramente mayor a la variante 2, tiene menores periodos de recuperación de la inversión, mayor tasa de oportunidad o TIR, así como un menor consumo específico de combustible.

La variante de trigeneración 4 es la variante que mejor se comporta, en términos de satisfacción de demanda de energía eléctrica, térmica y de refrigeración según primera ley y los análisis económicos, y regular comportamiento según la segunda ley, aunado a mejores desempeños según indicadores asociados a los turbogrupos propuestos.

Tabla 3.28. Comparación de distintos indicadores entre las variantes de trigeneración propuestas.

Indicador	VARIANTES DE TRIGENERACIÓN			
	1	2	3	4
Costo Total Anual, \$/año	1085527901	1103477332	11115047473	1121697065
Costo producción kWh, \$/kWh	78,5	70,86	80,64	72,03
Consumo específico combustible, m ³ /kW	3,59	3,19	3,59	3,19
Consumo anual, m ³ /año	2070416,52	2070416,52	2070416,52	2070416,52
Costo Combustible anual, \$/año	766054113,8	766054113,8	766054113,8	766054113,8
Tasa Interna de Retorno, %	2	2	6	15
Tiempo de Retorno de la Inversión, año	5 1/2	5 1/2	5	4

3.11. Conclusiones parciales

- Para satisfacer la demanda de potencia, calor y enfriamiento, según los periodos analizados, en la planta consume mayoritariamente energía eléctrica, de los cuales el 55% se usa en potencia y el 7% en refrigeración.
- La tendencia creciente de la razón Electricidad a Calor, muestra la necesidad de proyectar en el corto plazo mayores presupuestos para los energéticos de la planta.
- El análisis estadístico de datos indica que el 77% del consumo de potencia está por encima de los 800kW, con un máximo de 1250kW y un mínimo de 400kW. Las proyecciones en el corto plazo muestran un incremento cercano a los 1700kW.
- En este estudio de casos, se determinó que la máxima disminución de potencia se acerca al 12% en la hora de mayor temperatura ambiental, lo que coincide con lo reportado por [5] [97] [24], donde se muestra que por trabajar fuera de las condiciones ISO, se pierde 3% de potencia por cada grado de aumento de temperatura.
- Los resultados de los análisis de los sistemas de trigeneración evaluadas en este caso de estudio muestran disminución promediada del 12% de la potencia y 2.5% de la eficiencia térmica, para las condiciones ambientales promedio de la ciudad de Barranquilla.
- Se muestra que el enfriamiento del aire desde 30C a 8C en la admisión del compresor de la turbina, para humedades relativas entre el 50 y el 75%, recupera la potencia generada respecto a las condiciones ISO, pasando de 515kW a 600kW.
- La eficiencia térmica cae 1.6% por cada 10C de aumento de la temperatura, para una humedad relativa de 75%.
- Los tiempos de retorno de la inversión son de 5.5 años y 5.5 años para los sistemas de trigeneración 1 y 3, mientras que para los sistemas de trigeneración 2 y 4 son de 5 y 4 años, respectivamente.
- Se evalúa el comportamiento de los ingresos netos y rentabilidad de los sistemas de enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina de las variantes 2 y 4, frente a las configuraciones sin enfriamiento de las variantes 1 y 3.
- El costo de producción de cada kWh depende de la hora del día y está fuertemente influenciado por la temperatura ambiental, haciéndose máxima hacia las 12m y disminuyendo hacia las últimas y primeras horas del día.

- Las tasa internas de retorno de los sistemas de trigeneración 1, 2, 3 y 4, son respectivamente 2%, 2%, 6% y 15%, con una tasa de interés anual de 9% y 6 periodos anuales.
- Los Valores Presentes Netos de los sistemas de trigeneración 1 y 2 son negativos en los primeros 6 años. El valor presente neto de las variantes 3 y 4, es positivo y permite recuperar el dinero más rápidamente que en las variantes 1 y 2.
- Los costos actuales pagados por la empresa a su distribuidor de red es de 230\$/kWh; mientras que en los sistemas de trigeneración propuestos se obtienen valores 78.5, 70.86, 80.64 y 72.03 \$/kWh para las variantes 1, 2, 3 y 4, respectivamente.
- El enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina, permite la disminución del consumo específico de combustible entre las variantes 1 y 2 un 11,15% y entre las variantes 3 y 4, un 11,15%.
- El enfriamiento del aire en la admisión del compresor de la turbina en la variante 4 representa un aumento de los costos totales horarios del 0,6% frente a los costos totales horarios de la variante 3.
- Se elaboró unas modificaciones metodológicas para los cálculos energéticos de los Chiller de absorción y los cálculos económicos de cada sistema de trigeneración.



4. CONCLUSIONES

- La caracterización energética se efectuó teniendo en cuenta todos los procesos productivos de la planta, y se utilizó la metodología ISO 50001 de 2011 para establecer algunos indicadores, ecuaciones y relaciones para tipificar el comportamiento del consumo de electricidad y gas natural, obteniéndose las líneas Base y Meta, índices de consumo, tasas críticas de producción, tendencias acumuladas de consumos.
- Se propuso sistemas de trigeneración con turbinas a gas como unidades generadoras de potencia, que pudiesen satisfacer la demanda de energía eléctrica de la planta industrial. A partir de las cuales se desarrollaron los cálculos por primera y segunda ley de la termodinámica y cálculos económicos.
- Se evaluó el comportamiento energético de los crisoles de procesamiento de plomo, a partir de mediciones en sitio y mediante los fundamentos de la transferencia de calor y se estableció la eficiencia de los principales consumidores de gas natural.
- Se elaboró metodologías para realizar los cálculos termodinámicos de los Chiller de absorción de amoníaco agua y Bromuro de Litio agua, a partir de los cuales se pudo completar los análisis energéticos y exergéticos de estos componentes en las variantes de trigeneración estudiadas.
- Se elaboró metodologías para el análisis económico de las variantes de trigeneración planteadas, que combinen los criterios económicos clásicos de la evaluación de proyectos de inversión, análisis por indicadores específicos, entre otros.
- Los resultados de los análisis de los sistemas de trigeneración evaluadas en este caso de estudio muestran disminución promediada del 12% de la potencia y 3% de la eficiencia térmica, para las condiciones ambientales promedio de la ciudad de Barranquilla.
- Se muestra que el enfriamiento del aire desde 30C a 8C en la admisión del compresor de la turbina, para humedades relativas entre el 50 y el 75%, recupera la potencia generada respecto a las condiciones ISO, pasando de 515kW a 600kW.
- Se encontró que el incremento de la potencias de las turbinas de 515 kW a 600kW, desmejora la eficiencias térmicas entre 18 y 17,8%, pero aumenta la eficiencia global de los sistemas de trigeneración del 34% a 51%.

- Los tiempos de retorno de la inversión son de 5 ½ años y 5 1/2 años para los sistemas de trigeneración 1 y 3, mientras que para los sistemas de trigeneración 2 y 4 son de 5 y 4 años, respectivamente.
- El costo de producción de cada kWh depende de la hora del día y está fuertemente influenciado
- por la temperatura ambiental, haciéndose máxima hacia las 12m y disminuyendo hacia las ultimas y primeras horas del día.
- Los costos actuales pagados por la empresa a su distribuidor de red es de 230\$/kWh; mientras que en los sistemas de trigeneración propuestos se obtienen valores 78.5, 70.86, 80.64 y 72.03 \$/kWh para las variantes 1, 2, 3 y 4, respectivamente.
- La variante 4 de los sistemas de trigeneración propuestos arroja un costo de 72,10 \$/kWh frente al esquema actual cuyo costo es de 230 \$/kWh. Se selecciona este sistema de trigeneración como las más viable, económica y técnicamente para satisfacer las demandas energéticas de la Planta estudiada.

Referencias

- [1] XM.com, "Informe Consolidado del Mercado Junio," 2014.
- [2] S. Mueller, "Missing the spark: an investigación into the low adoption paradox of combined heat and power technologies," *Energy Policy*, pp. 3153 - 3164, 2006.
- [3] F. Haglind, "A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships, Part III. Fuels and emissions," *Energy Convers*, vol. 49, no. 12, pp. 3476 - 3482, 2008.
- [4] V. Kumar Attri, A. Sachdev and M. Kumar, "Performance Evaluation of trigeneration systems," *International Journal of emerging technology and advanced engineering*, vol. 4, no. 1, pp. 277 - 292, 2014.
- [5] N. Farouk, L. Sheng and Q. Hayat, "Effeect of Ambient temperature on the performance of Gas Turbines Power Plant," *IJCSI International Journal of Computer Science Issues*, vol. 10, no. 3, pp. 439 - 442, 2013.
- [6] E. Kakaras, "Inlet air cooling methods for gas turbine power plants," *ASME*, vol. 128, pp. 312- 317, 2006.
- [7] R. Espanani, S. H. Ebrahimi and H. Ziaeimoghadam, "Efficiency Improvement Methods of Gas Turbine," *Energy and Environmental Engineering*, pp. 36 - 54, 2013.
- [8] A. Marzouk and A. Hanafi, "Thermo-Economic analysis of inlet air cooling in gas turbine plants," *Journal of power technologies*, pp. 90 - 99, 2013.
- [9] A. P. Santos and C. Andrade, "Analysis of Gas Turbine performance with ilet air cooling techniques applied to Brazilian sites," *Journal of Aeroespacial technology management*, pp. 341 - 353, 2012.
- [10] H. Haselbacher, "performance of water/steam injected gas turbine power plants consisting of standard gas turbines and turbo expanders," *International journal Energy technology and policy*, pp. 12 - 23, 2005.

- [11] J. Hernandez- Santoyo and A. Sánchez- Cifuentes, "Trigeneration: an alternative for energy savings," *Applied Energy*, pp. 219 -227, 2003.
- [12] M. Lozano, J. Carvalho, J. C. Ramos and L. Serra, "Thermoeconomics analysis of simple trigeneration systems," *International Journal of Thermodynamics*, pp. 147-153, 2009.
- [13] P. Colonna and S. Gabrielli, "Industrial trigeneration using ammonia- water absorption refrigeration systems (AAR)," *Applied Thermal Engineering*, pp. 381 - 396, 2003.
- [14] F. Maréchal, "High efficiency trigeneration system in integrated energy systems," Tarragona, España, 2011.
- [15] A. S. Ramana, L. Chidambaram and G. Kamaraj, "Evaluation of renewable energy options for cooling applications," *International Journal of energy sector Management*, pp. 65-74, 2012.
- [16] J. Bruno, V. Ortega- López and A. Coronas, "Integration of absorption systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: case study a sewage treatment plant," *Applied Energy*, pp. 837-847, 2009.
- [17] X. Wang and H. Chua, "Absorption Cooling: A review of lithium Bromide- Water chiller Technologies," *Recent patents on Mechanical Engineering*, pp. 193 -213, 2009.
- [18] M. Chaker and C. B. Meher-Homji, "Evaporative Cooling of Gas Turbine Engines—Climatic Analysis and Application in High Humidity Regions," *ASME Paper N° 2007GT-27866*, 2007.
- [19] M. Chaker and C. Meher-Homji, "Selection of climatic design points for gas turbine power augmentation," *Journal of Engineering for Gas Turbines and power*, pp. ASME Paper 2012 042001-1, 2012.
- [20] M. Ghazikhani, N. Manshoori and D. Tafasoli, "Influence of steam injection on thermal efficiency and operating temperature of GE- F% Gas Turbines applying Vodoley System," ASME, Orlando, Florida, 2005.
- [21] J. Błachnio and W. I. Pawlak, "Damageability of Gas Turbine Blades – Evaluation of Exhaust Gas Temperature in Front of the Turbine Using a Non-Linear Observer," *Advances in Gas Turbine Technology*, pp. 436 - 464, 2011.
- [22] F. Rueda Martínez, A. Rueda Martínez, M. Toledo Velázquez, P. Quinto Diez, G. Tolentino Eslava and J. Abugaber Francis, "Evaluation of the Gas Turbine Inlet Temperature with Relation to the Excess Air," *Energy and Power engineering*, pp. 517 - 524, 2011.

- [23] A. Kumar Tiwari, M. Muzaffarul Hasan and M. Islam, "EFFECT OF AMBIENT TEMPERATURE ON THE PERFORMANCE OF A COMBINED CYCLE POWER PLANT," *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, pp. 1177 - 1188, 2013.
- [24] R. K. Jassim, M. M. Alhazmy and G. M. Zaki, "Energy, Exergy and Thermoconomics analysis of water Chiller Cooler for Gas Turbines intake air cooling," *Efficiency, Performance and Robustness of Gas Turbines*, pp. 71 - 96, 2012.
- [25] C. Pérez and F. Vera, "Fundamentos para la administración energética en la industria colombiana a través de indicadores de gestión," *Scientia et Technica*, pp. 58- 68, 2012.
- [26] J. Vidal, O. Prias, J. Campos, E. Quispe and I. Tovar, "Modelos de gestión energética. Un análisis crítico," Primer Congreso internacional de Materiales, Energía y Medio ambiente, Universidad Autónoma del Caribe, Barranquilla, 2007.
- [27] J. Campos, E. Quispe O, R. Castrillon M and M. Urhan R, "El modelo de gestión energética colombiano: Desarrollo, experiencias y resultados de aplicación y perspectivas futuras de desarrollo," IX Congreso Nacional y IV internacional de Ciencia y tecnología del carbón y combustibles Alternativos, Santiago de cali, 2011.
- [28] J. Campos, O. Prías, L. Meriño, I. Charris, E. Lora, Z. Correa and F. Riaño, "Caracterización del uso de la energía en un agrupamiento industrial de la Ciudad de Barranquilla," *Energía y Computación*, pp. 31 - 39, 2006.
- [29] C. Salazar, E. Pamplona and J. Vidal, "La eficiencia energética como herramienta de gestión de costos: Una aplicación para la identificación de inversiones en eficiencia energética, su evaluación económica y de riesgo," *Revista del Instituto Internacional de costos. Edición especial XII*, pp. 48 - 73, 2012.
- [30] Escudero, AC and S. Botero, "Estado del arte y una propuesta integradora para el estudio de la brecha energética en la implementación de la cogeneración en el sector Industrial," *Energética*, pp. 63-72, 2009.
- [31] J. Campos, E. Lora, O. Prias and E. V. J. Quispe, "El MGIE, un Modelo de gestión energética para el sector productivo nacional," *El Hombre y la máquina No 30*, pp. 18 - 31, 2008.
- [32] C. Serna Machado, "Gestión energética empresarial: una metodología para la reducción de consumo de energía," *Producción más limpia*, pp. 107 - 126, 2010.
- [33] A. y. Z. N. Zarei, "Overview of Distributed Generation," *International journal of Academic Research in Applied Science*, vol. 1, no. 3, pp. 68 - 76, 2012.

- [34] P. Grohnheit, "Energy Policy Responses to the Climate Change Challenge: The consistency of European CHP, Renewables and energy Efficiency policies," RISO national Laboratory, Dinamarca, 1999.
- [35] S. Mueller, "Missing the spark: An investigation into the low adoption paradox of Combined Heat and Power Technologies," *Energy policy*, no. 34, pp. 3153-3164, 2006.
- [36] J. Valencia Quintero, "Generación Distribuida: Democratización de la Energía Eléctrica," *Criterio Libre*, pp. 105-112, 2008.
- [37] A. Cadena, S. Botero, C. Táutica, L. Betancur and D. Vesga, "Regulación para incentivar las Energías alternas y la generación distribuida en Colombia," *Revista de Ingeniería* 28, pp. 90-98, 2008.
- [38] A. Castillo, "Barreras para la implementación de Generación Distribuida: dos representantes de países desarrollados vs un representante de país en desarrollo," *Tecnura Vol 15*, pp. 62 - 75, 2011.
- [39] M. Lozano and J. Ramos, "Análisis Energético y Económico de sistemas simples de cogeneración," *Información Tecnológica*, vol. 18, no. 5, pp. 75-84, 2007.
- [40] S. Martinez-Lera and J. Ballester, "A novel method for the design of CHCP system for buildings," *Energy*, no. 35, pp. 2972 - 2984, 2010.
- [41] J. Labus, J. Bruno and A. Coronas, "Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines," *Thermal Science*, pp. 739 - 762, 2013.
- [42] J. Ramos, "Integración térmica de plantas de cogeneración y trigeneración," Valencia, España, 2003.
- [43] M. Liu, "Energy Efficient operation strategy design for the combined Cooling, Heating and Power System," Tesis doctoral en Ingeniería Mecánica, 2012.
- [44] M. Lozano, "Diseño Óptimo de sistemas simples de cogeneración," *información tecnológica*, vol. 12, no. 4, pp. 53-58, 2001.
- [45] M. e. a. Lozano, "Optimización del diseño de sistemas de trigeneración," *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, vol. 9, no. 1, pp. 47-53, 2005.
- [46] L. Emho, "District Energy efficiency improvement with trigeneration: Basic considerations and case studies," *Energy Engineering*, vol. 100, no. 2, 2003.

- [47] C. Duque, E. Marmolejo and M. Rueda de Torres, "Análisis de Prospectiva de la Generación Distribuida en el sector eléctrico colombiano," *Facultad de Ingeniería Uniandes*, pp. 81-89, 2008.
- [48] Informe Ejecutivo Version TXR, "Indicadores Energéticos XM," xm.com.co, Bogotá, Colombia, 2012.
- [49] Laboratory, National Renewable energy, "Making Connections. Case studies of Interconnection Barriers and their impact on Distributed Power Projects," 2000.
- [50] R. Tozer, M. Lozano and A. Valero, "Thermoeconomics Applied to an air-conditioning system with cogeneración," *Building service Engineering*, pp. 37 - 42, 1996.
- [51] F. Sulaiman, "Thermodynamic modelling and Thermoeconomic Optimization of integrated trigeneration Plants Using Organic Rankine Cycles," Thesis doctoral en ingeniería Mecánica, 2010.
- [52] D. W. Wu and R. Wang, "Combined Cooling, Heating and Power: A review," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, no. 5, pp. 459-495, 2006.
- [53] J. Hernandez-Santoyo and A. Sanchez-Cifuentes, "Trigeneration: an alternative for energy savings," *Applied Energy*, vol. 76, pp. 219-227, 2003.
- [54] N. Fumo, P. Mago and L. Chamra, "Cooling, Heating and Power energy performance for system feasibility," *Journal of Power and Energy: Part A*, vol. 222, no. 4, pp. 347-354, 2008.
- [55] K. Alanne and A. Saari, "Distributed Energy Generation and sustainable development," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 10, no. 6, pp. 539-558, 2006.
- [56] R. Tozer, M. Lozano and A. Valero, "Thermoeconomics applied to an air-conditioner system with cogeneration.," *Proc CIBSE A. Building Serv Eng Res Technol*, 1996.
- [57] J. Hernández- Santoyo and A. Sanchez-Cifuentes, "Trigeneration: An alternative for energy savings," *Applied Energy*, no. 76, pp. 219 - 227, 2003.
- [58] P. Colonna and S. Gabrielli, "Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration system," *Applied thermal Engineering*, vol. 23, pp. 381- 396, 2003.
- [59] G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso and S. Sibilio, "Trial Result of domestic CHP y termally driven cooling technologies use in an office application," Napoli, Italia, 2004.

- [60] M. Lozano, J. Ramos and S. Sanchez, "Optimización del diseño de sistemas de trigeneración," *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, vol. 9, no. 1, pp. 47-53, 2005.
- [61] M. Lozano, J. Ramos and R. Monzon, "Análisis termoeconomicos de sistemas de trigeneración," *Anales de la Ingeniería Mecánica*, vol. 15, no. 2, pp. 1341-1349, 2004.
- [62] X. Kong, R. Wang, J. Wu, X. Huang, Y. Huangfu, D. Wu and Y. Xu, "Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine," *International journal of refrigeration*, vol. 28, pp. 977- 987, 2005.
- [63] Q. Chen, J. Zheng, W. Han, J. Sui and H. Jin, "Thermodynamic analysis of a combined cooling, heating and power system under part load condition," in *Proceedings of Ecos 2012. The 25th international Conference On efficiency, cost, Optimization, simulation and environmental impact of Energy systems*, Perugia, Italia, 2012.
- [64] D. Maraver, A. Rezeau, F. sebastian and R. J., "Thermodynamic Optimization of a Trigeneration system based on biomass Combustion," 2008.
- [65] T. Wagner, N. Leslie, R. Sweetser and T. Stowall, "Combined Heating and Power using Microturbines in a Major Urban Hotel," *ASHRAE*, vol. 115, no. 1, 2009.
- [66] M. Saadawy, S. Hosney and E. Hegeed, "An integrated trigeneration system for producing power, water and cooling/heating," *Thirteenth International Water Technology Conference*, vol. 13, pp. 265 - 279, 2009.
- [67] J. Bruno, V. Ortega-Lopez and A. Coronas, "Integration of Absorción cooling system into micro gas turbine trigeneration systems using Biogas: Case Study of a sewage treatment plant," *Applied Energy* 86, vol. 86, pp. 837-847, 2009.
- [68] M. Lozano and R. J., "Selección óptima de tecnologías para sistemas energéticos del sector residencial- comercial," *Anales de Ingeniería mecánica*, vol. 4, no. 13, pp. 2509-2514, 2000.
- [69] S. Horii and e. all, "Optimal planning of Gas Turbine Cogeneration Plants based on MILP," *International Journal of Energy Research*, vol. 11, pp. 507-518, 1987.
- [70] F. Betz, "Combined Cooling, Heating, Power, and Ventilation CCHP/V system integration," Tesis Doctoral Carnegie Mellon Univeristy, Pittsburgh, Pennsylvania, 2009.
- [71] Douglas Mahone, et al, "Guideline Absorption Chillers," New Buildings Institute, California, 1998.

- [72] K. Herold, R. Radermacher and S. Klein, Absorption Chillers and Heat Pumps, New York: CRC, 1995.
- [73] R. Jassim, A. Majed and Z. Galal, "Energy, Exergy and thermoeconomics analysis of water Chiller Cooler of Gas turbines intake air cooling," *efficiency, Performance and Robustness of gas turbines*, pp. 71 - 96, 2012.
- [74] M. Basha, S. shaahid and L. Al-hadhrami, "Role of cooling techniques and fuels in enhancing poqer and efficiency of gas turbine plants," *IEEE*, pp. 978-1-4577-0547-2, 2012.
- [75] M. Chaker and C. Meher- Homji, "Evaporative Cooling of gas turbine engines," *Journal of Engineering for gas turbines and power*, vol. 135, 2013.
- [76] M. Chaker, C. Meher-Homji and T. Mee, "Inlet fogging of gas turbines engines Part A: Droplet Thermodynamics, Heat transfer and practical considerations," ASME Paper No 2002- GT-30562G, Amsterdam, 2002.
- [77] M. Chaker, C. Meher - Homji and T. Mee, "Inlet fogging of gas turbines engines Part B: Droplets sizinganalysis, nozzle types, measurements and testing," ASME paper No 2002 - GT-30563, Amsterdam, 2002.
- [78] P. Sanjeev Jolly, "Wet Compression - a powerfullmeans of enhacing combustion turbine capacity," Power generation International, Orlando, Dic 10 -12, 2002.
- [79] M. Deneve, B. Tandt, N. Cornelis, C. Bultereys and S. Gijbels, "results of the first application of the SwirlFlash™ wet compression system on a 150MW Heavy-Duty Gas Turbine," ASME Paper No GT2005 - 68726, 2005.
- [80] J.-. S. Kang, B.-J. Cha and S.-S. Yang, "Thermodynamic and aerodynamic meanline analysis of wet compression in a centrifugal compressor," *Journal of mechanicl science and technology*, vol. 20, no. 9, pp. 1475 - 1482, 2006.
- [81] S. Sevilgen and O. Sancar, "Economical analysis of trigeneration system," *International Journal of the Physical Sciences. Vol 6*, pp. 1068 - 1073, 2011.
- [82] W. Rosehnow, J. Hartnett and Y. Cho, Handbook of heat transfer, New York: Mc Graw Hill, 1998.
- [83] F. Kreith and R. e. a. Boehm, Mechanical engineering handbook, Boca Ratón: CRC Press LLC, 1999.

- [84] V. Erojin and M. Majankó, Problemas de fundamentos de hidraulica y termotecnia, Moscú: Editorial MIR, 1979.
- [85] D. Roy, Principles of refrigeration, Prentice Hall, 1997.
- [86] M. Alhazmy, R. Jassim and G. Zaki, "Performance ebhancement of gas turbines by inlet air cooling in hot and humid climates," *International journal of Energy Research*, vol. 30, pp. 777-797, 2006.
- [87] A. Cleland, D. Cleland and S. White, "Cost Effective Refrigeration, Short Course notes," Institute of technology and engineering, Massey University, New Zeland, 2000.
- [88] ASHRAE, Ashrae Handbook Fundamentals, Robert Parsons, 2001.
- [89] S. Kaushik and S. Singh, "Thermodynamic analysis of vapor Absorption refrigeration system and calculation of COP," *International journal for research in applied science and engineering technology*, vol. 2, pp. 73 - 80, 2014.
- [90] J. Pátek and J. Klomfar, "Simple functions for fast calculations of selected thermodynamics properties of the ammonia- water system," *International Journal of refrigeration*, vol. 18, no. 4, pp. 228 - 234, 1995.
- [91] T. Kotas, The exergy method of thermal plant analysis, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.
- [92] R. Jassim, G. Zaki and M. Alhazmy, "Energy and Exergy analysis of reverse Brayton Refrigerator for Gas Turbine power Boosting," *International Journal of Exergy* 6, vol. 2, pp. 143 -165, 2009.
- [93] R. Jassim, T. Khir, B. Habeebullah and G. Zaki, "Exergoeconomic Optimization of the geometry of continuous fins on an array of tubes of a refrigeration air cooled condenser," *International Journal of exergy* 2, vol. 2, pp. 146 - 171, 2005.
- [94] T. Khir, R. Jassim and G. Zaki, "Aplication of exergoeconomic techniques to the optimization of a refrigeration evaporator coil with continuous fins," *ASME, Journal of energy resources technology* 129, vol. 3, pp. 266 - 277, 2007.
- [95] R. Palacios-Bereche, R. Gonzales and S. Nebra, "Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr - agua," *International Journal of Energy Research*, p. DOI 10.1002/er 1790, 2010.

- [96] F. McQuiston, J. Parker and J. Spilter, Heating, Ventilating and air conditioning: Design and analysis, NY: John Wiley, 2005.
- [97] R. Gareta, L. Romeo and A. Gil, "Methodology for the economic evaluation of gas turbine air cooling systems in combined cycles applications," *Energy* 29, pp. 1805 - 1818, 2004.
- [98] M. A. y. R. J. Lozano, "Análisis energético y económico de sistemas simples de cogeneración," *Información tecnológica*, vol. 18, no. 5, 2007.
- [99] Energy and Environmental Analysis, Inc, "Technology Characterization: reciprocating engines," Energy and Environmental Analysis, Inc, 2008.
- [100] Y. y. B. M. Cengel, Termodinámica, Bogota: Mc Graw Hill, 2002.
- [101] M. Schicktanz and J. y. H. H.-M. Wapler, "Primary energy and economics analysis of combined heating, cooling and power systems," *Energy*, no. 36, pp. 575 - 585, 2011.
- [102] N. Hehner, "Storage Battery Manufacturing Manual," Independent Manufacturers Association, Largo, Florida, 1976.
- [103] R. Larsen and M. Marx, An Introduction to Mathematical Statistics and its Applications, Boston: Pearson, 2012.
- [104] M. Lozano, "Diseño Optimo de sistemas simples de Cogeneración," *Información Tecnológica*, vol. 12, no. 4, pp. 53 - 58, 2001.
- [105] P. Ahmadi and I. y. R. M. Dincer, "Exergoenvironmental analysis of a trigeneration system based on Micro Gas Turbine and Organic Rankine Cycles," in *Proceedings of the global Conference on Global Warming*, Lisbon, Portugal, July 2011.
- [106] A. y. L. A. Toffolo, "Energy, Economy and Environment as objectives in multicriteria optimization of thermal system design," *Energy*, no. 29, pp. 1139-1157, 2004.
- [107] S. Hakan Sevilgen and O. Sancar, "Economical analysis of trigeneration system," *International Journal of the Physical Sciences*, vol. 6, pp. 1068 - 1073, 2011.
- [108] G. Chicco and P. Mancarefla, "Distributed multi - generation: a comprehensive view," *Renew Sust Energ Rev*, pp. 535 -551, 2009.

- [109] K. Hoon Kim and H. Jong Ko, "Exergy analysis of wet - compression Gas Turbine cycle with recuperator and turbine blade cooling," *Journal of automatizacion and control engineering*, pp. 140 - 143, 2013.
- [110] M. Wilcox, R. Kurz, K and A. Brun, "Technology review of modern gas turbine inlet filtration system," *International journal of rotating machinery*, pp. 1 - 15, 2012.
- [111] R. Kurz and K. Brun, "Gas turbine tutorial - maintenance and operating practices effects on degradation and life," *Proceedings of the 36th turbomachinery symposium*, 2007.

ANEXO A1

CHILLERS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO, FUEGO DIRECTO.

A. Descripción Del Sistema.

En los Chillers de absorción, el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente. Aunque brevemente se explica el funcionamiento básico de un Chiller de efecto simple, se hará mayor énfasis en los de doble efecto por su mayor coeficiente de desempeño. Los chiller de doble efecto tienen dos generadores y son de fuego directo cuando la entrada de calor es suministrada directamente por un quemador.

Los chillers de absorción de doble efecto contiene 12 componentes principales: Un evaporador, Absorbedor, generador de alta temperatura, generador de baja temperatura, condensador, separador de vapor líquido, intercambiador de calor de alta temperatura, intercambiador de calor de baja temperatura, bomba de solución de alta temperatura, bomba de solución de baja temperatura, bomba de refrigerante y dispositivos de regulación de refrigerante.

Evaporador y bomba de refrigerante: un evaporador está compuesto por tubos encerrados por una carcasa y boquillas para rociar agua y un tanque de almacenamiento de agua. El agua enfriada fluye por dentro de los tubos. La bomba de refrigerante fuerza el líquido refrigerante a través de las boquillas sobre la superficie exterior del grupo de tubos para incrementar la tasa de evaporación. El tanque de almacenamiento de agua está ubicado en la parte inferior del evaporador para mantener cierto nivel de líquido para circulación. Un alto vacío es mantenido para proveer la temperatura de evaporación en cierto punto.

Absorbedor y bombas de solución: los absorbedores son grupos de tubos enfriados por agua con agua de enfriamiento fluyendo en su interior. En el absorbedor, el refrigerante vaporizado, el vapor de agua es extraído y absorbido por la solución de bromuro de litio concentrada rociada por las boquillas de forma que un vacío puede ser creado y mantenido en el absorbedor.

La bomba de solución de baja temperatura eleva la presión de la solución diluida en el generador de baja temperatura. La bomba de solución de alta temperatura eleva la presión de la solución en parte concentrada. Las presiones en la solución de bromuro de litio son suficientes para superar la caída de presión en los intercambiadores de calor, tuberías y accesorios.

Intercambiadores de calor: los intercambiadores de calor se encargan de transferir el calor de una región a otra con la mayor efectividad posible. El intercambiador de baja temperatura, el calor es transferido desde la mezcla de solución caliente descargada de los intercambiadores a la solución diluida fría bombeada desde el absorbedor. En el intercambiador de calor de alta temperatura, el calor se transfiere desde la solución concentrada caliente descargada del generador de alta temperatura a la solución en parte concentrada del generador de baja temperatura. Ambos intercambiadores conservan la entrada de energía calorífica e incrementan el coeficiente de desempeño del chiller de absorción.

Generadores: En el generador de alta temperatura, también llamado generador de fuego directo, el calor se suministra desde el quemador a la solución diluida y el agua es vaporizada de la solución. Vapor refrigerante fluye al generador de baja temperatura y se condensa a líquido allí. El calor latente liberado durante la condensación es usado para calentar la solución diluida y el agua es vaporizada en el generador de baja temperatura. En el generador de alta temperatura hay un separador de vapor líquido en el cual el vapor de agua es evaporada de la solución en parte concentrada.

La entrada de calor directa al Chiller puede ser reemplazada por otras fuentes como el calor de gases de chimenea o exhosto de turbinas o motores estacionarios.

Condensadores: Un condensador es un grupo de tubos enfriados por agua en los cuales circula agua refrigerante. El vapor de agua evaporada en el generador de baja temperatura es condensada a líquido en el condensador y el agua líquida condensada dentro de los tubos en el generador de baja temperatura es enfriada a más baja temperatura en el condensador.

Dispositivos de regulación de flujos: Orificios, trampas y válvulas son usados como reguladores de flujo para reducir la presión del refrigerante y la solución.

B. Chiller de flujo paralelo, flujo en serie o flujo antiparalelo

En un Chiller de absorción de fuego directo y doble efecto el flujo de solución desde el absorbedor a los generadores puede darse en serie, paralelo o antiparalelo.

Flujo en Serie: la solución desde el absorbedor fluye en secuencia a través del intercambiador de calor de baja temperatura, intercambiador de calor de alta temperatura, generador de alta temperatura, intercambiador de calor de alta temperatura, generador de baja temperatura e intercambiador de calor de baja temperatura y retorna al absorbedor.

Flujo Paralelo: Desde el absorbedor, la solución es bombeada tanto al generador de alta temperatura a través del intercambiador de calor de alta temperatura y al generador de baja temperatura a través del intercambiador de calor de forma separada y entonces, al generador de baja temperatura. La solución concentrada desde ambos generadores fluye a través de los correspondientes intercambiadores. Ellos son recombinados y retornados al absorbedor.

Flujo antiparalelo: la solución desde el absorbedor es bombeada a través del intercambiador de calor de baja temperatura y fluye al generador de baja temperatura. Luego la solución se divide en dos corrientes: una fluye en secuencia a través del intercambiador de calor de alta temperatura, generador de alta temperatura e intercambiador de calor de alta temperatura y entonces se combina con la otra corriente descargada del generador de baja temperatura. La corriente combinada fluye a través del intercambiador de calor de baja temperatura y retorna al absorbedor. Un Chiller con flujo antiparalelo es el ciclo de operación más eficiente energéticamente y tiene un diseño más compacto.

C. Desempeño de un chiller de absorción de doble efecto y fuego directo.

Tasa de flujo másico de refrigerante y solución

Para un proceso regulado, la entalpía del agua que entra al evaporador h_{ve} es igual a la entalpía del líquido saturado que abandona el condensador h_{lc} . La tasa de flujo másico de refrigerante requerido para cada 12000 BTU/h de refrigeración Q_{ref} producida en el Chiller de absorción se calcula mediante la expresión:

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{ref}}{h_{ve} - h_{lc}} = \frac{12000}{h_{ve} - h_{lc}} \quad \text{Ecuación 200}$$

Donde h_{ve} es la entalpía del vapor de agua saturado que deja el evaporador.

De acuerdo al balance de masa de bromuro de litio en la solución diluida y concentrada, se tiene:

$$X_1 \dot{m}_{s1} = X_5 \dot{m}_{s5} = X_3 (\dot{m}_{s7} + \dot{m}_{s9}) \quad \text{Ecuación 201}$$

$$\dot{m}_{s1} = \dot{m}_{s5} + \dot{m}_r = \dot{m}_{s5} + \dot{m}_{rl} + \dot{m}_{rh} \quad \text{Ecuación 202}$$

Con

$$\dot{m}_{s5} = \frac{X_1 \dot{m}_r}{X_5 - X_1} \quad \text{Ecuación 203}$$

$$C_{cir} = \frac{X_1}{X_5 - X_1} \quad \text{Ecuación 204}$$

Donde

X_5, X_1 son las fracciones másicas de bromuro de litio en la solución diluida y concentrada dejando y entrando al absorbedor.

\dot{m}_{s1} es la tasa de flujo másico de solución diluida por tonelada de refrigeración.

\dot{m}_{s5} es la tasa de flujo másico de solución concentrada entrando al absorbedor por tonelada de refrigeración.

$\dot{m}_{s7}, \dot{m}_{s9}$ son las tasas de flujo másico de solución concentrada parcial por tonelada de refrigeración en los puntos 7 y 9.

$\dot{m}_{rl}, \dot{m}_{rh}$ son las tasas de flujo másico de refrigerante evaporado desde el generador de baja temperatura y generador de alta temperatura por tonelada de refrigeración.

C_{cir} es el factor de circulación.

D. Análisis térmico

Para determinar el estado de la solución en el ciclo de absorción de un Chiller de absorción de fuego directo, de doble efecto y flujo antiparalelo, se definen los puntos, referidos a la Figura 1.4:

- 1 Condición media de la solución diluida que abandona el absorbedor
- 2 Solución diluida que abandona el intercambiador de calor de baja temperatura
- 3 Solución en parte concentrada que abandona el generador de baja temperatura
- 4 Condición de la mezcla de la solución concentrada y en parte concentrada que entra al intercambiador de calor de baja temperatura
- 5 Solución concentrada que entra al absorbedor
- 6 Solución en parte concentrada que abandona el intercambiador de calor de alta temperatura
- 7 Solución concentrada que deja el generador de alta temperatura
- 8 solución concentrada que abandona el intercambiador de alta temperatura
- 9 solución en parte concentrada que abandona el generador de baja temperatura

En condición de estado estable, el análisis del balance de calor para los principales componentes son:

En el evaporador, para 1 ton de carga de refrigeración Q_{rl} , se tiene

$$\dot{m}_r h_{ve} - \dot{m}_r h_{lc} = \dot{m}_r (h_{ve} - h_{lc}) = Q_{rl} \quad \text{Ecuación 205}$$

En el absorbedor, el calor entrante por el vapor de agua es igual al calor del vapor de agua que abandona el evaporador:

$$\dot{m}_r h_{ve} + \dot{m}_{s5} h_5 - \dot{m}_{s1} h_1 = Q_{ab} \quad \text{Ecuación 206}$$

Donde h_1 y h_5 son las entalpías de la solución que abandona y entra al absorbedor.

Q_{ab} es el calor removido desde el absorbedor

En el generador de alta temperatura, se tiene

$$\dot{m}_{rh}h_{vhg} + \dot{m}_{s7}h_7 - \dot{m}_{s6}h_6 = Q_{hg}$$

Ecuación 207

Donde:

\dot{m}_{rh} la tasa de flujo másico de vapor de agua evaporada en el generador de alta temperatura por tonelada de refrigeración.

h_{vhg} es la entalpía del vapor de agua supercalentado que abandona el generador de alta temperatura.

\dot{m}_{s7} es la tasa de flujo másico de solución concentrada que abandona el generador de alta temperatura por tonelada de refrigeración.

\dot{m}_{s6} es la tasa de flujo másico de solución en parte concentrada entrando al generador por tonelada de refrigeración.

h_6 y h_7 son las entalpías de la solución entrando y saliendo del generador de alta temperatura

Q_{hg} entrada de calor al generador de alta temperatura por tonelada de refrigeración.

En el generador de baja temperatura, se tiene

$$\dot{m}_{rhg}(h_{vhg} - h_{llg}) = (\dot{m}_{s6} + \dot{m}_{s9})h_3 - \dot{m}_{s2}h_2 + \dot{m}_{rlg}h_{fg}$$

Ecuación 208

Donde:

h_{llg} es la entalpía del agua líquida saliendo del generador de baja temperatura

\dot{m}_{s6} es la tasa de flujo másico de la solución en parte concentrada saliendo del generador de baja temperatura para combinarse con la solución concentrada por tonelada de refrigeración.

\dot{m}_{s9} es la tasa de flujo másico de la solución en parte concentrada saliendo del generador de baja temperatura hacia el intercambiador de calor de alta temperatura por tonelada de refrigeración.

\dot{m}_{s2} es la tasa de flujo másico de la solución diluida entrando al generador de baja temperatura por tonelada de refrigeración.

h_2 y h_3 son las entalpías de la solución que entra y sale del generador de baja temperatura por tonelada de refrigeración.

h_{fg} es el calor latente de vaporización en el generador de baja temperatura.

\dot{m}_{rlg} es la tasa de flujo másico del vapor de agua evaporada en el generador de baja temperatura por tonelada de refrigeración.

Y

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{rlg} + \dot{m}_{rhg} \quad \text{Ecuación 209}$$

$$\dot{m}_{s3} = \dot{m}_{s6} + \dot{m}_{s9} \quad \text{Ecuación 210}$$

En el condensador

$$\dot{m}_{rhg}h_{lhg} + \dot{m}_{rlg}h_{vlg} - \dot{m}_r h_{lc} = Q_{con} \quad \text{Ecuación 211}$$

Donde:

h_{vlg} es la entalpía del vapor de agua saliendo el generador de baja temperatura.

Q_{con} es el calor removido por el condensador por tonelada de refrigeración.

En el intercambiador de calor de alta temperatura, si la diferencia de calores específicos de la solución se ignora, la efectividad está dada por

$$\varepsilon_h = \frac{(h_7 - h_8)}{h_7 - h_3} \quad \text{Ecuación 212}$$

La efectividad del intercambiador de baja temperatura es

$$\varepsilon_l = \frac{(h_4 - h_5)}{h_4 - h_1} \quad \text{Ecuación 213}$$

Donde h_4 y h_8 son las entalpías de la mezcla de las soluciones concentradas y en parte concentrada que entra al intercambiador de baja temperatura y la entalpía de la solución concentrada que abandona el intercambiador de alta temperatura.

La potencia de la bomba es pequeña en comparación con el calor suministrado por el generador de alta temperatura y por tanto se ignora.

Si las pérdidas de calor de los componentes del sistema son ignorados, la entrada de calor al sistema de absorción debe ser igual al calor removido por el sistema, esto es

$$Q_{hg} + Q_{rl} = Q_{ab} + Q_{con} \quad \text{Ecuación 214}$$

Coeficiente de desempeño.

El coeficiente de desempeño de un chiller de absorción de doble efecto y fuego directo puede ser calculado como

$$COP_c = \frac{\text{salida de refrigeración}}{HHV \text{ de combustible usado}} = \frac{12000\eta_{combustor}}{Q_{hg}} \quad \text{Ecuación 215}$$

Donde

Q_{hg} es la entrada de calor al generador de alta temperatura por tonelada de refrigeración.

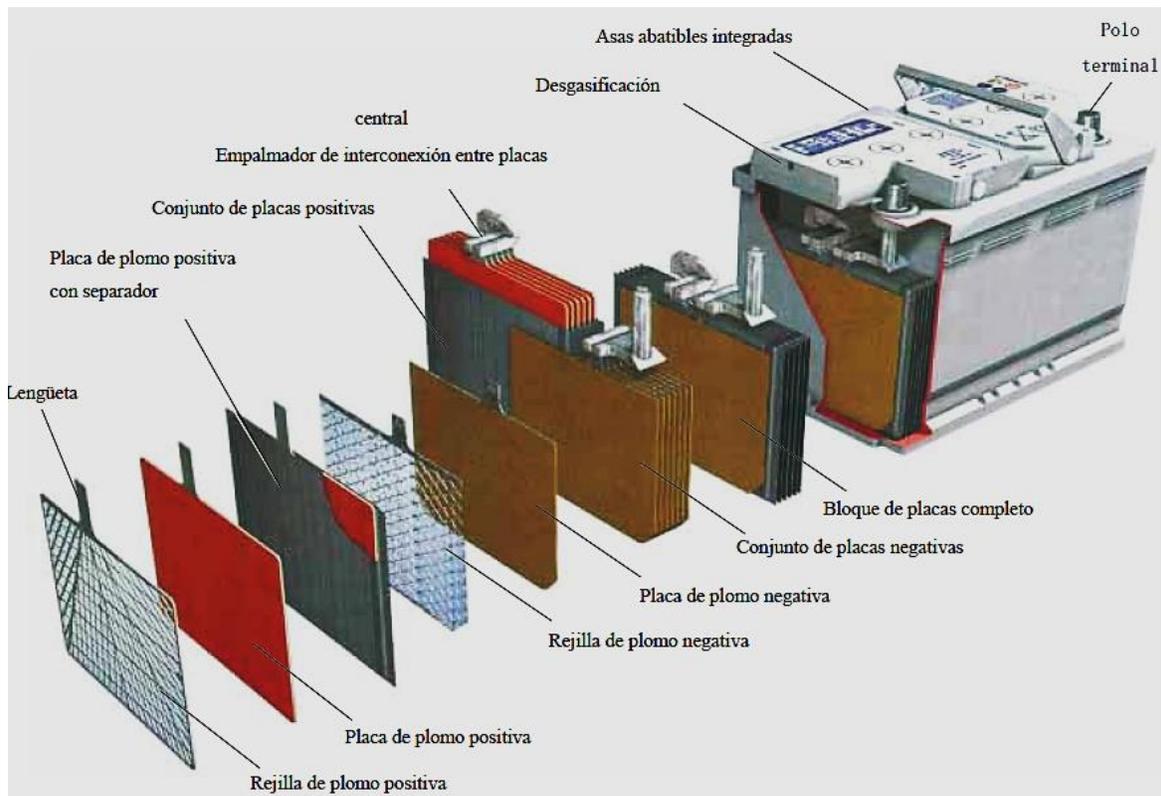
$\eta_{combustor}$ es la eficiencia de la combustión en el generador de fuego directo.

ANEXO A2

CONCEPTOS Y COMPONENTES BÁSICOS DE UNA BATERÍA ÁCIDO PLOMO

Una batería es una unidad que convierte la energía química contenida en sus agentes activos, en energía eléctrica por medio de una reacción reducción – oxidación. Una batería consiste en la unión de una o varias celdas. Una celda es el ensamblaje de electrodos, separadores, electrolitos, terminales y contenedores y es la encargada de convertir directamente la energía química en energía eléctrica y; se pueden conectar en serie o paralelo para alcanzar los voltajes o corrientes deseados, como se muestra en la figura 1.

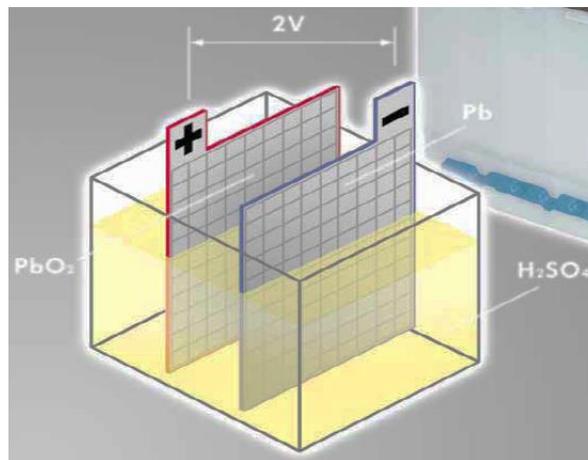
Figura 67. Partes y Componentes básicos en una Batería Ácido plomo



Tomado de mgallegosantos.files.wordpress.com/2009/01/baterias.pdf, Diciembre de 2014

Una celda consiste en un ánodo o electrodo negativo, que cede electrones al circuito externo y se oxida durante la reacción química; en un cátodo o electrodo positivo, que acepta electrones del circuito externo y se reduce durante la reacción y el electrolito o conductor iónico que provee el medio para transferir la carga eléctrica dentro de la celda entre el ánodo y el cátodo. El electrolito es generalmente líquido con sales, ácidos y alcalinos disueltos para mejorar su conductividad, como se muestra en la figura 2.

Figura 68. Configuración básica de una batería.



Tomado de mgallegosantos.files.wordpress.com/2009/01/baterias.pdf, Diciembre de 2014.

Las baterías pueden clasificarse como primarias o secundarias, dependiendo de su capacidad para ser recargables o no. Las baterías no recargables, denominadas primarias, una vez descargadas deben ser recicladas. Las baterías recargables o secundarias, después de estar descargadas pueden ser pasadas por un voltaje contrario a su polaridad original y recuperar su funcionalidad. Las baterías recargables son denominadas acumuladores.

Los acumuladores se caracterizan fundamentalmente por una alta densidad de potencia, altas tasas de descarga, curvas de descargas planas y buenos desempeños a bajas temperaturas [1]. Sin embargo, sus densidades de energías y su retención de carga son menores que las baterías primarias.

En los acumuladores es importante señalar algunas de sus propiedades, que determinan su poder para energizar sistemas. La Energía Libre de una batería, se refiere a que siempre que ocurre una reacción química hay un decrecimiento en la energía libre del mismo que es proporcional al número de electrones libres presentes en la reacción estequiométrica y al potencial estándar del material.

El potencial estándar o potencial teórico en volts, está determinado por la cantidad y tipo de materiales activos en la celda, además de otros factores como la concentración y temperatura. Al igual que el potencial teórico, la capacidad teórica es una función del tipo de material activo presente en las celdas, pero se refiere a la cantidad total de electricidad implicada en la reacción en términos de Coulomb o Ampere-hora.

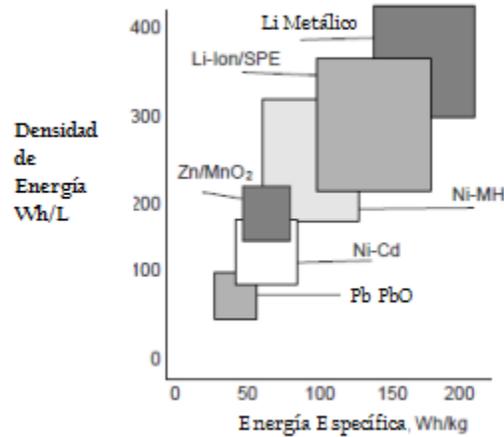
De allí que, la máxima energía asociada a la reacción química en la batería, o energía teórica en Watts-hora (Wh) es el producto del potencial teórico y la capacidad teórica en el dispositivo acumulador.

1. Baterías De Plomo - Acido Plomo

En las baterías Plomo Ácido, los procesos de carga y descarga son reversibles, sin sufrir deterioro químico. Mientras su densidad de energía y energía específica son bajas, la batería de plomo ácido muestra confiabilidad en un amplio rango de temperaturas. Las baterías automotrices son muy populares y su diseño (que incluye diseños con contenedores de plástico livianos, procesos de carga en seco, libres de mantenimiento y la adición de antimonio o calcio a las rejillas que reducen las pérdidas de agua durante el proceso de carga y por tanto, las tasas de auto descarga son menores y pueden almacenarse por largos periodos)

La figura 3 muestra una comparación de la capacidad de almacenamiento de las baterías Plomo Acido, frente a otros tipos de baterías recargables actuales. Las baterías Plomo Acido, muestran menores densidades de energía y energía específica. Las nuevas baterías recargables, cuadruplican las capacidades de las Plomo Acido, y son usadas en equipos electrónicos y aplicaciones especiales. Las ventajas y desventajas de las baterías de plomo ácido se resumen en la tabla 1.

Figura 69. Comparación de capacidades de almacenamiento de energía en baterías recargables.



Tomado de [1]

Tabla 29. Mayores ventajas y desventajas de las baterías Plomo Ácido

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Facilidad de manufactura desde bajas a altas tasas de producción, a bajo costo.	Ciclos de vida relativamente bajos
Disponible en grandes cantidades y en variedad de tamaños y capacidades	Densidad de energía limitada
Buen desempeño a altas tasas de demanda	El almacenamiento por mucho tiempo en condiciones de descarga pueden crear una polarización irreversible en los electrodos
Desempeño moderado a altas y bajas temperaturas	Dificultad en manufactura en muy pequeños tamaños
Eléctricamente eficiente, cercana al 70% comparando la energía de salida en descarga con la energía de entrada en carga	El hidrógeno presente puede ser un riesgo de explosión
Alto voltaje por celda	Los elementos aleantes producto del uso del antimonio y arsénico pueden ser un riesgo para la salud
Indicadores del estado de carga fáciles de usar	En algunos diseños puede haber corrosión de las rejillas
Buena retención de carga para aplicaciones de carga intermitente	
Disponible en diseños libres de mantenimiento	
Los componentes de las celdas son fácilmente reciclables	

Fuente: [1]

2. Química De Las Baterías Acido Plomo

Las baterías de ácido plomo usan el óxido de plomo como material activo del electrodo positivo y el plomo metálico como electrodo negativo colocado en una estructura porosa de alta área superficial. El óxido de plomo contiene dos tipos de estructuras cristalinas, ortorrómbica o αPbO_2 y tetragonal βPbO_2 , que poseen diferentes potenciales de equilibrio. Las morfologías de las estructuras cristalinas agregan o quitan capacidad por unidad de peso y actividad electroquímica.

La preparación de los materiales activos consiste en la mezcla de Óxido de plomo, plomo puro, ácido sulfúrico y agua; en una serie de procesos de mezclado y curados, en los que las cantidades de reactantes y las condiciones de curado (temperatura, humedad y tiempo) afectan el desarrollo de las estructuras cristalinas y porosas.

La tabla 2 muestra las propiedades físicas y químicas del plomo y del óxido de plomo en sus dos formas cristalinas.

Tabla 30. Propiedades físicas del plomo y óxido de plomo en sus formas cristalinas

Property	Lead	$\alpha\text{-PbO}_2$	$\beta\text{-PbO}_2$
Molecular weight, g/mol	207.2	239.19	239.19
Composition		$\text{PbO}_{1.94-2.03}$	$\text{PbO}_{1.87-2.03}$
Crystalline form	Face-centered cubic	Rhombic (columbite)	Tetragonal (rutile)
Lattice parameters, nm	$a = 0.4949$	$a = 0.4977$ $b = 0.5948$ $c = 0.5444$	$a = 0.491-0.497$ $c = 0.337-0.340$
X-ray density, g/cm ³	11.34	9.80	~9.80
Practical density at 20°C (depends on purity), g/cm ³	11.34	9.1-9.4	9.1-9.4
Heat capacity, cal/deg-mol	6.80	14.87	14.87
Specific heat, cal/g	0.0306	0.062	0.062
Electrical resistivity, at 20°C, $\mu\Omega/\text{cm}$	20	~100 × 10 ³	
Electrochemical potential in 4.4M H ₂ SO ₄ at 31.8°C, V	0.356	~1.709	~1.692
Melting point, °C	327.4		

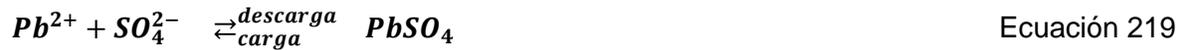
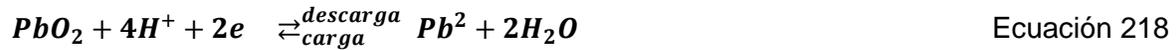
Fuente [1]

Cuando la celda se descarga, ambos electrodos se convierten en sulfatos de plomo. Este proceso puede revertirse al aplicar una carga [1].

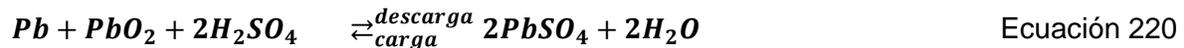
a) Electrodo negativo



b) Electrodo positivo



c) Reacción Total



A medida que la celda se aproxima a la carga máxima y la mayoría del $PbSO_4$ se ha convertido en Pb o PbO_2 , el voltaje en la celda llega a ser mayor que el voltaje de gasificación y las reacciones de sobrecarga dan comienzo a la producción de hidrógeno y oxígeno, con la resultante pérdida de agua.

El voltaje nominal de las celdas de las baterías ácido plomo es 2V. El voltaje en circuito abierto es una función directa de la concentración del electrolito con rangos entre 2,125V y 2,05V para gravedades específicas entre 1,28 y 1,21. Por tanto, la selección de la gravedad específica del electrolito depende del uso que se le dará al acumulador y debe ser la adecuada para garantizar la suficiente conductividad iónica y satisfacer los requerimientos electroquímicos [1].

3. Principales procesos de fabricación de baterías

La figura 6 muestra los procesos involucrados en la fabricación de baterías Ácido Plomo, con las variables principales sobre las que se ejerce control y los propósitos de cada uno de ellos. A continuación se describe brevemente cada subproceso dentro del proceso general.

a) Producción de aleaciones

Para fortalecer la resistencia mecánica de la estructura de la rejilla de plomo puro, es necesario añadir antimonio metálico en cantidades que oscilan entre el 5 y 12% en peso, de acuerdo a su disponibilidad y costo. Sin embargo, la tendencia actual es reducir la cantidad de antimonio entre 1.5 y 2% en el plomo para reducir el mantenimiento de la

batería (adición de agua). A medida que la cantidad de antimonio se reduce, se hace necesario agregar otros elementos químicos a la aleación como Azufre, Cobre, Arsénico, Selenio y otros, para refinar el tamaño de grano y prevenir defectos en la dureza de la rejilla.

Además de los refinadores de grano, existen elementos químicos que benefician el desempeño del acumulador al mejorar la fluidez y la castabilidad metálica cuando se asocian con el antimonio y arsénico. Entre ellos están el Calcio, el estroncio, el Estaño, el Bismuto, el Cobalto y la Plata que incrementan la resistencia a la corrosión y mecánica; el Cadmio, que permite mayor procesabilidad en aleaciones antimoniales y minimiza sus efectos dañinos.

a) Producción de rejillas

El propósito de las rejillas es sostener mecánicamente el material activo y conducir electricidad entre éste y los bornes terminales. Los diseños de las rejillas consisten generalmente en un marco rectangular con una pestaña para conectarla con el borne, y barras verticales y horizontales u otros diseños que incrementan el área superficial del material constitutivo de la rejilla.

El moldeo de las rejillas por el método de llenado en una pieza fundida ha sido el más usado a lo largo de la historia. Los moldes están hechos de bloques de acero, maquinando ranuras para formar la red y la estructura interna del entramado. Los moldes son llenados con una cantidad de plomo fundido que deja rebabas que después son cortadas mediante operaciones de corte con cuchilla o troquel. La aleación de plomo fundido es llevada al molde desde un cazo o recipiente, que bien puede inyectarlo a alta presión mediante dados de troquel o llenarlo manualmente.

Otro método en la manufactura de las rejillas es por tratamiento mecánico de una correa o bloque de plomo. El procedimiento tradicional o de Tipo Planté ha sido o cortar ranuras en una delgada placa de plomo, incrementando su área o corrugar y rolar el plomo que es insertado en huecos redondos en una placa metálica de moldeo.

El tercer mayor método de producción de rejillas es el moldeo continuo circunferencial sobre un molde de corte en la superficie de un tambor. Estas rejillas no son simétricas respecto al eje central y necesitan ser sobrecargadas con pasta para sostener el material activo en su lugar.

El cuarto método de producción de rejillas es el Expandido desde franjas de aleación de plomo moldeado o forjado. Dentro de las ventajas de este método están el menor peso de la rejilla, mejor desempeño eléctrico, mayor capacidad de manufactura de rejillas de variados tamaños con menor inversión, alta capacidad de producción y alta uniformidad de las rejillas y sus tamaños.

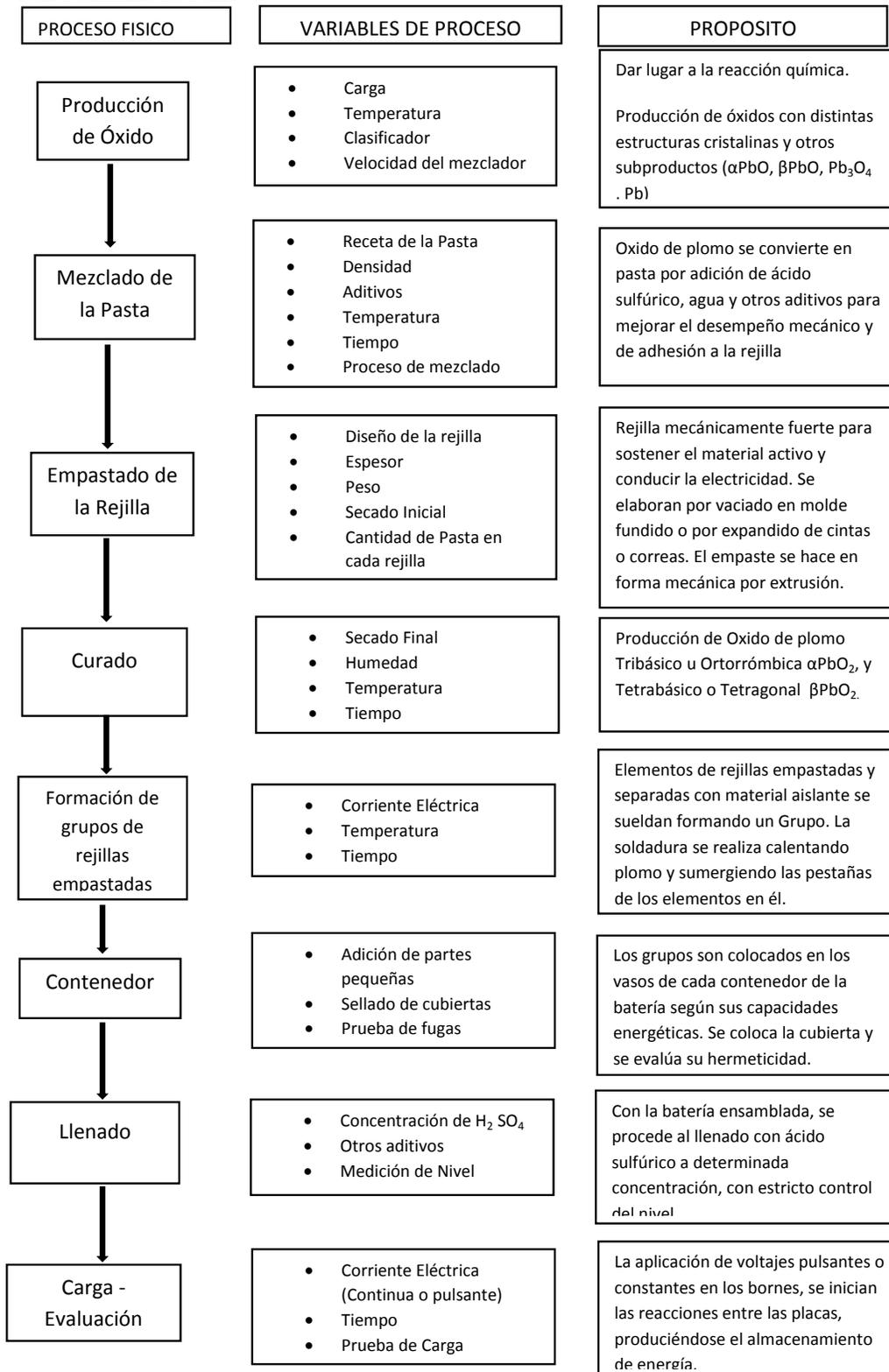
La maquinaria para producir rejillas por expandido ha sido desarrollada por distintos constructores de baterías. Los cuatro tipos de maquinaria usadas son la Expansión por dado progresiva, expansión de precisión, la Expansión Rotacional y la Expansión diagonal por hendidura. El moldeo de tambor continuo para rejillas automotrices está imponiéndose para las rejillas de aleación de calcio usadas en las placas negativas. Las placas positivas son mayormente producidas en plomo con bajo contenido de antimonio en moldeo por forjado.

a) Producción de Oxido de Plomo.

El plomo es usado como material activo así como en las rejillas, el cual debe ser muy puro para evitar contaminaciones. El Plomo es oxidado por dos procesos principales: El Tanque de Barton y el molino de bolas. El proceso de Barton, una fina corriente de plomo fundido es colocada dentro de una olla en forma de tubo de Vessel caliente y el oxígeno en el aire reacciona con finas gotas o partículas para producir una capa de óxido en cada una de ellas.

El segundo método, el molino de bolas, describe una gran variedad de procesos en los que el plomo fundido es colocado dentro de un molino mecánico rotatorio y la fricción causada por las partes móviles causa la formación de finas gotas metálicas. Estas son oxidadas por un flujo de aire que sirve también para mover y almacenar las partículas de óxido de plomo en un *Baghouse*.

Figura 70. Procesos y variables en la producción de Acumuladores Ácido Plomo.



Modificado por el Autor de [1]

b) Producción de la pasta y Empastado.

El óxido de plomo es convertido en una pasta de apariencia plástica que puede ser fijada a las rejillas. En las mezcladoras, una cantidad medida de óxido de plomo es colocada en una cuba de mezclado y luego es humedecida con agua y solución de ácido sulfúrico. Si hay otros aditivos, se deben agregar antes de añadir el agua y el ácido, y su misión es aumentar la fortaleza mecánica de la pasta seca o aumentar la porosidad de la placa negativa durante la operación u otras funciones que el fabricante considere para mejorar el desempeño de la batería.

El mezclado mecánico y las reacciones químicas involucradas aumentan la temperatura del óxido de plomo. La temperatura de la Pasta debe mantenerse controlada mediante chaquetas de enfriamiento en el tanque reactor o añadiendo más agua para que se evapore. El tipo de mezcladora y el total de líquidos y aditivos usados en la pasta afectarán su consistencia y por tanto su capacidad para adherirse a las rejillas.

El Empastado es un proceso mediante el cual la pasta es integrada a la rejilla, por extrusión manual o automatizada, para formar una Placa. Existen dos formas de empastar una rejilla: por medio de una empastadora de orificios fijos por donde se inyecta pasta a ambos lados de los intersticios de la rejilla y por medio de una banda empastadora en la cual la pasta es presionada por un lado de la rejilla y a través de una banda porosa espaciada. La cantidad de pasta aplicada a cada rejilla se puede controlar mediante la variación de espacios en la correa porosa, en donde la pasta sobrante se puede transportar o recircular o ser usada para cubrir desperfectos en las rejillas negativas. En ambos tipos de empastadoras, el exceso de agua es forzada a salir de la pasta, por lo que se adhiere mejor a las rejillas.

Después del empastado las rejillas deben ser secadas un poco para su proceso de curado antes de almacenarse. Un rápido secado medio se puede lograr a través de un túnel de secado de alta temperatura o placas calientes. El dióxido de carbono de la combustión en los túneles de secado puede ser absorbido en la superficie en pequeñas cantidades, por lo que la superficie se puede endurecer un poco y además, puede ayudar a iniciar las reacciones de curado.

c) Curado.

El proceso de curado consiste en convertir la pasta en una masa porosa y altamente cohesiva que ayude a producir un vínculo entre la pasta y la rejilla. Varios métodos de procesos de curado son usados para Acido Plomo, dependiendo de la formulación química de la pasta y el uso final del acumulador [99].

Un proceso de curado típico, usado ampliamente en baterías para automotores, es el Hidroset, que se aplica a bajas temperaturas y baja humedad relativa entre 24 y 72 horas. Las temperaturas típicas están entre los 25 a 40°C cuando la humedad en las pastas después de salir del túnel de secado está entre el 8 y 20% de agua por peso. Para cumplir con estas exigencias es necesario colocar las rejillas empastadas en los cuartos de curado,

de modo que en las pastas se produzcan Sulfato de Plomo Tribásico, que otorga cualidades de alta densidad de energía a la pasta.

Sin embargo, se puede llegar a un control más estricto en Cuartos de Curado automatizados, donde la temperatura y la humedad pueden ser mantenidas en su punto de control, de modo que los picos de temperatura (entre 65 y 90°C) y la humedad requerida (menor al 5%) sean lo suficiente para oxidar el restante plomo libre en la pasta. A más altas temperaturas o más largos tiempos de curado mayor es la formación de Sulfato de Plomo Tetrabásico en la placa y ésta tendrá menores densidades de energía.

d) Ensamblaje

Una celda simple consiste en una placa positiva, una negativa y un separador entre ellos. Los separadores individuales que envuelven las placas negativas y positivas se usan ampliamente en las baterías para automóviles, pues tienen como misión aislar eléctricamente cada placa de su vecino más próximo pero debe garantizar el flujo de ácido hacia y desde la placa. Estos separadores pueden ser de materiales celulósicos, PVC sintéticos o polietileno microporoso o fibra de vidrio.

Las placas y separadores son ensamblados manual o automáticamente y se llevan a las operaciones de soldado. La soldadura se hace por dos métodos principales: fundiendo las aletas de sujeción de cada rejilla en un molde con las aletas colocadas hacia arriba o sumergiendo las aletas con éstas colocadas hacia abajo en cubas conteniendo aleaciones de plomo fundido en molde precalentado.

El resultado del ensamblaje de las placas y separadores se llama elemento y los subelementos soldados son conocidos como grupos.

En cuanto a la caja plástica y su cubierta existen cuatro métodos para sellarla, pues se requiere minimizar los riesgos asociados a derrame de ácido y a los gases explosivos producidos durante su funcionamiento, así como evitar choques eléctricos. El primer método usado es el de la fusión de la cubierta y la caja, donde ambas son calentadas en planchas calientes y forzadas mecánicamente a unirse. Otro método es usar cemento epóxico, que rellena una ranura en la cubierta y se ajusta perfectamente en la caja, muy parecido al método de sellado usando asfalto. Otra forma de sellar caja y cubierta es usar gomas epóxicas o copolímeros PVC con sellado térmico.

e) Llenado, Carga y Testeo de Baterías.

Después de llenarlas con electrolito, el proceso de carga de baterías, los bornes positivos y negativos de cada una de ellas son sometidos a voltajes pulsantes o constantes que inician las reacciones entre las placas, produciéndose el almacenaje de energía en el acumulador. Mediante evaluaciones eléctricas se verifica el desempeño de las baterías antes de ponerse al servicio del usuario final.

Las baterías para automóviles se prueban mediante breves descargas a muy altas corrientes, para simular el comportamiento variable del motor en condiciones de trabajo.

Referencias

- [1] T. Reddy, Linden's Handbook of Batteries, Mexico: Mc Graw Hill Education, 2002.
- [2] N. Hehner, Storage Battery Manufacturing Manual, Key Largo, Florida: Independent Battery Manufacturers Association, 1976.

ANEXO A3. CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA Y PRODUCCIÓN MENSUAL

Año	ELECTRICIDAD			Año	ELECTRICIDAD			GAS NATURAL		
	Mes	Producción (Unidades de Baterías)	Consumo Eléctrico (kWh/mes)		Mes	Producción (Unidades de Baterías)	Consumo Eléctrico (kWh/mes)	Produccion (kg Pb)	Consumo (m3)	Consumo (kWh ter)
AÑO 2008	ene-08	41298	459618	AÑO 2010	ene-10	63227	599198	1.138.535	67680	701616
	feb-08	40103	423235		feb-10	60451	539210	922.763	64055	664036,83
	mar-08	46470	529860		mar-10	54669	554865	973.203	67271	697376
	abr-08	46486	527860		abr-10	45130	486240	797.692	52760	546945,3
	may-08	48761	564832		may-10	52421	567602	905.650	58203	603371,1
	jun-08	52250	554534		jun-10	50603	562824	828.389	61376	636264,53
	jul-08	52956	614796		jul-10	53659	549513	785.035	52855	547930,17
	ago-08	51822	580233		ago-10	58221	572289	923.402	58329	604677,3
	sep-08	40702	530407		sep-10	19272	281131	297.991	31570	327275,67
	oct-08	38368	442346		oct-10	46104	508306	733.707	55537	575733,57
	nov-08	40980	504355		nov-10	60808	565877	1.210.262	69154	716896,47
	dic-08	31376	435449		dic-10	58735	587158	914.214	72029	746700,63
AÑO 2009	ene-09	47798	547653	AÑO 2011	ene-11	65178	593800,56	1.058.519	72026	746669,53
	feb-09	46815	496082		feb-11	62805	574113,76	974.437	61114	633548,47
	mar-09	44026	493915		mar-11	64479	597650,4	1.034.693	66248	686770,93
	abr-09	45604	462412		abr-11	66112	587658,96	919.929	56259	583218,3
	may-09	47472	531004		may-11	56329	553948	769.548	55323	573515,1
	jun-09	40686	472980		jun-11	56799	520690,56	889.045	58186	603194,87
	jul-09	42192	448250		jul-11	59040	582408,72	818.602	53500	554616,67
	ago-09	42336	467472		ago-11	66786	610628,16	992.583	61211	634554
	sep-09	53603	521276		sep-11	59304	524453,76	852.685	48673	504576,77
	oct-09	52342	584392		oct-11	67409	650921,26	1.032.664	60574	627950,47
	nov-09	56937	575887		nov-11	72050	632974,08	1.053.328	51125	529995,83
	dic-09	48385	553682		dic-11	61065	618166,08	1.203.152	63974	663197,13
			AÑO 2012	ene-12	71381	634676,88	719.938	48305	500761,83	
				feb-12	74193	631777,92	1.110.709	55165	571877,1	
				mar-12	66382	674848,08	1.123.787	60803	630324	
				abr-12	64984	605977,92	1.215.103	65680	680882,67	
				may-12	60698	602479,44	1.098.574	66377	688108,23	
				jun-12	82357	661030,56	948.904	43624	452235,47	
				jul-12	62134	652000	938.531	60020	622207	
				ago-12	75222	700616,64	1.108.635	52877	548158,23	
				sep-12	70283	645150,72	775.669	51360	532432	

ANEXO A4
HORNO METALURGIA

Datos Experimentales.

Tabla 31. Dimensiones del horno de Metalurgia.

DIMENSIONES DEL HORNO DE METALURGIA		
Altura Total	3	m
Radio Total Aislante	1,1	m
Arco sin concreto	1,2	m
Radio Total resistente	0,87	m
Longitud ribete	0,23	m
altura Franja	0,2	m
Altura Domo	0,6	m

Tabla 32. Superficie enterrada y no rodeada de cemento del horno de metalurgia.

LATERAL DESCUBIERTO DEL TANQUE - QUEMADOR		
ARCO	1,2	m
h1	0,8	m
h2	0,4	m
h3	0,7	m
h4	0,5	m
h5	0,6	m
h total	3	m

Tabla 33. Superficie enterrada y rodeada de cemento del horno de metalurgia

LATERAL CUBIERTO DE CEMENTO		
ARCO	7,15	m
h1	0,8	m
h2	0,4	m
h3	0,7	m
h4	0,5	m
h5	0,6	m
h total	3	m

Tabla 34. Cálculo de superficies de transferencia de calor por zonas del horno Metalurgia.

CALCULOS DE EXTENSION DE AREAS POR ZONAS DEL HORNO			
TECHO. CASQUETE ESFERICO	ZONA A	1,036	m2
	ZONA B	1,036	m2
	ZONA C	1,036	m2
	ZONA D	1,036	m2
	Total	4,14	m2
LATERAL DESCUBIERTO	ZONA 1	0,96	m2
	ZONA 2	0,48	m2
	ZONA 3	0,84	m2
	ZONA 4	0,6	m2
	ZONA 5	0,72	m2
PARTE SUPERIOR DESCUBIERTA. 06m DEL PISO	ZONA 6	1,22	m2
	ZONA 7	1,22	m2
	ZONA 8	1,22	m2
	ZONA 9	1,22	m2
	Total	8,50	m2

Tabla 35. Cálculos de superficies enterrada y rodeada de cemento.

APROXIMACIONES DE AREA DEL TANQUE EN CONTACTO CON CEMENTO	
5,72	m2
2,86	m2
5,01	m2
3,58	m2
17,16	m2

Tabla 36. Temperaturas superficiales promedio del techo semiesférico por zonas.

TEMPERATURAS SUPERFICIALES PROMEDIOS GENERALES POR ZONA					
TEMPERATURAS SUPERFICIALES DEL TECHO					
TEMPERATURA	MEDICION	ZONA A	ZONA B	ZONA C	ZONA D
	1	58,35	90,80	82,17	109,13
	2	72,37	98,46	73,91	66,57
	3	62,91	85,69	72,61	67,94
	4	61,83	118,24	96,04	66,43
	5	71,19	128,86	113,57	84,19
		65,33	104,41	87,66	78,85

Tabla 37. Temperaturas superficiales promedios por zonas laterales

TEMPERATURAS SUPERFICIALES PROMEDIOS GENERALES POR ZONA									
TEMPERATURAS SUPERFICIALES LATERALES									
	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3	ZONA 4	ZONA 5	ZONA 6	ZONA 7	ZONA 8	ZONA 9
TEMPERATURA	93,2	98,2	97,3	93,2	98,2	101,6	109,2	102,7	110,8
	101,7	90,8	96,0	88,8	104,1	103,9	114,0	114,0	119,9
	129,3	154,6	148,3	123,1	102,1	103,6	120,3	117,3	120,0
	102,4	96,7	102,4	91,8	108,2	107,4	125,8	126,5	122,6
	115,8	139,8	176,8	146,2	102,8	110,4	127,1	127,6	120,7
PROMEDIO	108,5	116,0	124,2	108,6	103,1	105,4	119,3	117,6	118,8

Tabla 38. Temperaturas superficiales promedio de la zona anular Ribete.

TEMPERATURAS SUPERFICIALES RIBETE (C)					
	MED 1	MED 2	MED 3	MED 4	MED 5
TEMPERATURA	195	188,1	173,5	187,7	187,8
	188	197,5	223,1	190,1	205
	174,8	174	202,2	186,6	186,9
	172,2	169	193,2	191,6	189,7
	153,4	157,4	189	186,4	206,2
	188,9	158,3	200,8	177,7	204,5
	173,3	171,2	197	180,4	203
	170,1	168,2	213	173	190
	174,8	174,4	203,8	182,1	187,5
	194,4	176,4	211,3	179,4	201
	197,1	189,6	221	181,6	199,1
PROM /MED	180,18	174,92	202,54	183,33	196,43

Tabla 39. Temperaturas superficiales promedio de la zona anular franja.

		TEMPERATURAS SUPERFICIALES FRANJA (C)				
		MED 1	MED 2	MED 3	MED 4	MED 5
TEMPERATURA		173,3	152	315	109,1	170,8
		180,3	220,1	323	175,2	217,8
		244,8	244,2	227,2	206,2	242,9
		241,2	228,8	261,2	224,2	260
		232,8	235,2	303	224,4	272
		233,2	233,8	319,2	240,1	258,8
		241,2	238,8	320	242,2	272,2
		230,4	217,4	325	237,2	272,6
		226	217,4	322	224,5	265,4
		235,2	217,3	325	230,2	275,3
	232	204,9	322	231,2	268,2	
PROM		224,58	219,08	305,69	213,14	252,36

Calculo De Coeficientes De Transferencia De Calor Por Convección

Los cálculos de las pérdidas por transferencia de calor por convección se dividieron en tres partes, a saber: Las paredes cilíndricas verticales (denominadas zonas 1, 2,..., 8); las zonas del techo que se asumieron como casquetes esféricos (denominadas zonas A, B, C y D) y las zonas denominadas Ribete y Franja, la primera tomada como una placa horizontal de forma de anillo y la segunda como una pared cilíndrica vertical. Los coeficientes convectivos de transferencia de calor se calcularon tanto para la zona 1 como para las zonas 2, 3, 4,5,6,7 y 8:

Tabla 40. Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección para la zona 1.

ZONA 1			
DATOS	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura ambiente	T_{α}	K	313
Temperatura pared ZONA	T_p	K	381,48
Coeficiente de expansión térmica	β	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	0,00333
Densidad aire	ρ	kg/m ³	1,15
Diámetro tanque	D	m	2,6
Longitud característica (Altura)	Lc	m	0,8
VISCOSIDAD DINAMICA AIRE	μ	Ns/m ²	0,00002019
CALOR ESPECIFICO AIRE	Cp	kJ/kgK	1,010
CONDUCTIVIDAD TERMICA AIRE	k	KW/mK	0,000031
VISCOSIDAD CINEMATICA AIRE	ν	m ² /s	0,000017555
DIFUSIVIDAD TERMICA AIRE	α	m ² /s	0,000026
RAYLEIGH	Ra		2462831900,91
PRANDLT	Pr		0,66
Cp medio	Cp Barra		0,5111
NU p T			113,8489
($\ln(1+2/Nu_p T)$)			0,0174
Nu p			114,8460
Zetta	Zetta		0,00541
$\ln(1+0,9*Zetta)$			0,00485
Nu medio	NU Barra		115,12510
h medio	h barra	kW/m² K	0,0044243

Para las zonas esféricas, se muestra el cálculo realizado para la zona A como sigue:

Tabla 41. Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección para la zona A.

ZONA A			
DATOS	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura ambiente	T_{α}	K	313
Temperatura pared ZONA	T_p	K	338,33
Coefficiente de expansión térmica	β	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	0,00333
Densidad aire	ρ	kg/m ³	1,2
Diámetro tanque	D	m	2,2
Longitud característica (Altura)	L_c	m	0,6
VISCOSIDAD DINAMICA AIRE	μ	Ns/m ²	0,000020188
CALOR ESPECIFICO AIRE	C_p	kJ/kgK	1,008
CONDUCTIVIDAD TERMICA AIRE	k	kW/mK	0,00003
VISCOSIDAD CINEMATICA AIRE	ν	m ² /s	0,000016823
DIFUSIVIDAD TERMICA AIRE	α	m ² /s	2,39195E-05
RAYLEIGH	Ra		443706558,2
PRANDLT	Pr		0,70
Ct Barra	Ct		0,104
C I Barra			0,514467123
NU I			67,55806165
Nu T			79,32290704
Nu Total			83,71409288
h medio	h Barra	kW/m²K	0,004037865

Tabla 42. Cálculo del Coeficiente Transferencia de Calor por Convección para zona Ribete.

RIBETE			
DATOS	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura ambiente	T_{α}	K	313
Temperatura pared ZONA	T_p	K	460,48
Coeficiente de expansión térmica	β	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	0,00333
Densidad aire	ρ	kg/m ³	1,2
Diámetro tanque	D	m	2,2
Longitud característica (Altura)	$L_c = (\text{Area}/\text{peri})$		1,2
VISCOSIDAD DINAMICA AIRE	μ	Ns/m ²	0,000020188
CALOR ESPECIFICO AIRE	C_p	kJ/kgK	1,014
CONDUCTIVIDAD TERMICA AIRE	k	kW/mK	0,00003
VISCOSIDAD CINEMATICA AIRE	ν	m ² /s	0,00001682
DIFUSIVIDAD TERMICA AIRE	α	m ² /s	2,8023E-05
RAYLEIGH	Ra		494344,6
PRANDLT	Pr		0,600341
Ct a la v	Ct a la v		0,14
C l Barra			0,505165066
NU A LA T			11,1847744
NU sub l			11,8710186
Nu sub t			11,0697537
Nu total	Nusselt		12,3598991
h medio	h barra	kW/m ² K	0,000351378

Tabla 43. Cálculo del Coeficiente Transferencia de Calor por Convección para zona Franja.

FRANJA			
DATOS	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura ambiente	T_a	K	313
Temperatura pared ZONA	T_p	K	515,97
Coeficiente de expansión térmica	β	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	0,00333
Densidad aire	ρ	kg/m ³	1,2
Diámetro tanque	D	m	2,2
Longitud característica (Altura)	L_c	m	0,2
VISCOSIDAD DINAMICA AIRE	μ	Ns/m ²	0,000020188
CALOR ESPECIFICO AIRE	C_p	kJ/kgK	1,018
CONDUCTIVIDAD TERMICA AIRE	k	kW/mK	0,00004
VISCOSIDAD CINEMATICA AIRE	ν	m ² /s	0,0000168
DIFUSIVIDAD TERMICA AIRE	α	m ² /s	2,99254E-05
RAYLEIGH	Ra		105254884,4
PRANDLT	Pr		0,56
C_p medio	C_p Barra		0,5012
NU_{pT}			50,76854068
$(\ln(1+2/NU_{pT}))$			0,038638308
Nu_p			51,76210112
Zetta	Zetta		0,003581316
$\ln(1+0,9*Zetta)$			0,003218001
Nu medio	NU Barra		51,84547578
h medio	H barra	kW/m ² K	0,009477309

ANEXO A5

HORNO EQUIPO DE OXIDO

Datos Experimentales

Tabla 44. Alturas y áreas de cada zona del horno Equipo de Oxido.

ALTURAS Y ÁREAS DE LAS ZONAS CILINDRICAS				
ALTURAS DE LAS ZONAS			AREAS DE LAS ZONAS	
ZONA 1	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 2	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 3	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 4	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 5	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 6	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 7	0,7	m	2,418955	m2
ZONA 8	0,7	m	2,418955	m2

Tabla 45. Temperaturas superficiales por zona del horno Equipo de Oxido para la Medición 1.

MEDICION 1		TEMPERATURAS SUPERFICIALES LATERALES (C)							
MEDIDA	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3	ZONA 4	ZONA 5	ZONA 6	ZONA 7	ZONA 8	
TEMPERATURA	1	120,6	185,6	122,7	98,4	99,4	139,1	108,3	137,2
	2	118,7	220	146,6	97,9	98,4	118,2	107,1	134
	3	90,3	189	144	88,9	97,7	170	111,9	156,6
	4	94,7	157,8	138,3	96,5	99,3	141,1	111,7	179,7
	5	141,1	187,4	145,4	91,8	94,8	130,2	155,7	163,7
	6	96,4	174	144,7	103,2	99,7	139,7	136,5	190,1
	7	139,2	192,2	134,6	105,5	110,4	137,8	114,1	192,1
	8	135,2	186,1	140,4	99,2	115,6	144,2	111,6	150,6
	9	97,1	176,7	126,9	96,9	99,6	150,3	116,3	203,6
	10	86,9	184,2	131,9	94,9	102,2	151	108	174
	11	144,1	185,9	138,3	98,1	116,5	137,9	146,1	150
PROMEDIO	114,94	185,35	137,62	97,39	103,05	141,77	120,66	166,51	

Tabla 46. Temperaturas promedio por cada zona del horno de Equipo de Oxido.

TEMPERATURAS PROMEDIOS GENERALES POR ZONA (C)								
MEDICION	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3	ZONA 4	ZONA 5	ZONA 6	ZONA 7	ZONA 8
1	114,94	185,35	137,62	97,39	103,05	141,77	120,66	166,51
2	113,95	192,57	137,05	94,83	101,17	139,74	137,67	177,39
3	111,13	185,48	138,46	96,34	100,97	143,23	135,19	176,01
PROMEDIO	113,34	187,80	137,71	96,19	101,73	141,58	131,18	173,30

Cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección.

Se calculó la perdida de calor por las ocho zonas y el techo del horno usando las formulas descritas atrás para superficies cilíndricas y planas.

Tabla 47. Cálculo coeficiente transferencia de calor por convección por zona horno Equipo de Oxido.

ZONA 1			
DATOS	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura ambiente	T inf	K	309
Temperatura de la pared	Tp	K	386,34
Coeficiente de expansión térmica	Beta	°C ⁻¹	0,00333
Densidad aire	p (ro)	kg/m ³	1,2
Diámetro tanque	D	m	1,1
Longitud característica (Altura)	Lc	m	0,7
Viscosidad Dinámica del aire	miu	Ns/m ²	0,000020188
Calor específico del aire	Cp	kJ/kgK	1,010
Conductividad Térmica del aire	k	kW/mK	0,00003
Viscosidad Cinemática del aire	v	m ² /s	0,0000168
Difusividad térmica del aire	alfa	m ² /s	2,53913E-05
RAYLEIGH	Ra		51458,63343
PRANDLT	Pr		0,66
Cp medio	Cp Barra		0,5110
NU p T			7,69623301
(ln(1+2/NupT))			0,231006471
Nu p			8,657766131
Zetta	Zetta		0,165370159
Ln(1+0,9*Zetta)			0,138746769
Nu medio	NU Barra		9,287153522

h medio	H barra	kW/m ² K	0,000408379
---------	---------	---------------------	-------------

ANEXO A6

COMPOSICIÓN DEL GAS NATURAL

COMPONENTE	FÓRMULA	COMPOSICIÓN PORCENTAJE MOLAR	%
Metano	CH ₄	980	98,0311
Nitrógeno	N ₂	1,43	0,143
Dióxido de carbono	CO ₂	0,1939	0,01939
Etano	C ₂ H ₆	0,2333	0,02333
Propano	C ₃ H ₈	0,0532	0,00532
Agua	H ₂ O	0	0
Sulfuro de hidrógeno	H ₂ S	0	0
Hidrógeno	H ₂	0	0
Monóxido de carbono	CO	0	0
Oxígeno	O ₂	0	0
i-Butano	C ₄ H ₁₀	0,0228	0,00228
n-Butano	C ₄ H ₁₀	0,009	0,0009
i-Pentano	C ₅ H ₁₂	0,0079	0,00079
n-Pentano	C ₅ H ₁₂	0,0018	0,00018
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	0,017	0,0017
n-Heptano	C ₇ H ₁₆	0	0
n-Octano	C ₈ H ₁₈	0	0
n-Nonano	C ₉ H ₂₀	0	0
n-Decano	C ₁₀ H ₂₂	0	0
Helio	He	0	0
Argón	Ar	0	0
TOTAL		1.000.000	

Algunas propiedades del Gas Natural

PROPIEDAD	VALOR
Gravedad específica real de la mezcla, a condiciones estándar:	0,5653
Poder calorífico bruto real, (@Pb y Tb), a 14,65 psia y 60°F:	996,6 BTU/pc

Densidad (Kg/m3):

0,690657

ANEXO A7. RELACION ELECTRICIDAD A CALOR MENSUAL

Mes	ELECTRICIDAD			GAS NATURAL D kWh term totales	TOTAL T SUMA A+B+C+D	PARTICIPACION % CONSUMO ELECTRICO POTENCIA FRENTE AL TOTAL	PARTICIPACION % CONSUMO FRIO FRENTE AL TOTAL B/T	PARTICIPACION % TOTAL ELECTRICO FRENTE AL TOTAL DE ENERGIA C/T	PARTICIPACION % CONSUMO GAS FRENTE AL TOTAL D/T	RELACION ELECTRICIDAD CALOR C/D	
	A kWelect- POTENCIA	B kWh electr. frio	C kWh electr. totales								
AÑO 2008	ene-08	337756,00	121862	459618,00	822823	1742059	19,39	7,00	26,38	47,23	0,56
	feb-08	301373,00	121862	423235,00	602728	1449198	20,80	8,41	29,20	41,59	0,70
	mar-08	407998,00	121862	529860,00	829592	1889312	21,60	6,45	28,05	43,91	0,64
	abr-08	405998,00	121862	527860,00	790468	1846188	21,99	6,60	28,59	42,82	0,67
	may-08	442970,00	121862	564832,00	827166	1956830	22,64	6,23	28,86	42,27	0,68
	jun-08	432672,00	121862	554534,00	822263	1931331	22,40	6,31	28,71	42,57	0,67
	jul-08	492934,00	121862	614796,00	896934,37	2126526	23,18	5,73	28,91	42,18	0,69
	ago-08	458371,00	121862	580233,00	861677	2022143	22,67	6,03	28,69	42,61	0,67
	sep-08	408545,00	121862	530407,00	730673,7	1791488	22,80	6,80	29,61	40,79	0,73
	oct-08	320484,00	121862	442346,00	604770,6	1489463	21,52	8,18	29,70	40,60	0,73
	nov-08	382493,00	121862	504355,00	749945,4	1758655	21,75	6,93	28,68	42,64	0,67
	dic-08	313587,00	121862	435449,00	673315	1544213	20,31	7,89	28,20	43,60	0,65
AÑO 2009	ene-09	425791,00	121862	547653,00	642785,1	1738091	24,50	7,01	31,51	36,98	0,85
	feb-09	374220,00	121862	496082,00	671717	1669335	22,42	7,30	29,72	40,57	0,73
	mar-09	372053,00	121862	493915,00	725500	1713330	21,72	7,11	28,83	42,34	0,68
	abr-09	340550,00	121862	462412,00	589459,03	1514283	22,49	8,05	30,54	38,93	0,78
	may-09	409142,00	121862	531004,00	698008	1760016	23,25	6,92	30,17	39,66	0,76
	jun-09	351118,00	121862	472980,00	645210,97	1591171	22,07	7,66	29,73	40,55	0,73
	jul-09	326388,00	121862	448250,00	513720,17	1410220	23,14	8,64	31,79	36,43	0,87
	ago-09	345610,00	121862	467472,00	609020	1543964	22,38	7,89	30,28	39,45	0,77
	sep-09	399414,00	121862	521276,00	584151,3	1626703	24,55	7,49	32,04	35,91	0,89
	oct-09	462530,00	121862	584392,00	608585,53	1777370	26,02	6,86	32,88	34,24	0,96
	nov-09	454025,00	121862	575887,00	669935,47	1821709	24,92	6,69	31,61	36,78	0,86
	dic-09	431820,00	121862	553682,00	667022,43	1774386	24,34	6,87	31,20	37,59	0,83
AÑO 2010	ene-10	477336,00	121862	599198,00	701616	1900012	25,12	6,41	31,54	36,93	0,85
	feb-10	417348,00	121862	539210,00	664036,83	1742457	23,95	6,99	30,95	38,11	0,81
	mar-10	433003,00	121862	554865,00	697376	1807106	23,96	6,74	30,70	38,59	0,80
	abr-10	364378,00	121862	486240,00	546945,3	1519425	23,98	8,02	32,00	36,00	0,89
	may-10	445740,00	121862	567602,00	603371,1	1738575	25,64	7,01	32,65	34,70	0,94
	jun-10	440962,00	121862	562824,00	636364,53	1761913	25,03	6,92	31,94	36,11	0,88
	jul-10	427651,00	121862	549513,00	547930,17	1646956	25,97	7,40	33,37	33,27	1,00
	ago-10	450427,00	121862	572289,00	604677,3	1749255	25,75	6,97	32,72	34,57	0,95
	sep-10	159269,00	121862	281131,00	327275,67	889538	17,90	13,70	31,60	36,79	0,86
	oct-10	386444,00	121862	508306,00	575733,57	1592346	24,27	7,65	31,92	36,16	0,88
	nov-10	444015,00	121862	565877,00	716896,47	1848650	24,02	6,59	30,61	38,78	0,79
	dic-10	465296,00	121862	587158,00	746700,63	1921017	24,22	6,34	30,56	38,87	0,79
AÑO 2011	ene-11	471938,56	121862	593800,56	746669,53	1934271	24,40	6,30	30,70	38,60	0,80
	feb-11	452251,76	121862	574113,76	633548,47	1781776	25,38	6,84	32,22	35,56	0,91
	mar-11	475788,40	121862	597650,40	686770,93	1882072	25,28	6,47	31,75	36,49	0,87
	abr-11	465796,96	121862	587658,96	583218,3	1758536	26,49	6,93	33,42	33,16	1,01
	may-11	432086,00	121862	553948,00	573515,1	1681411	25,70	7,25	32,95	34,11	0,97
	jun-11	398828,56	121862	520690,56	603194,87	1644576	24,25	7,41	31,66	36,68	0,86
	jul-11	460546,72	121862	582408,72	554616,67	1719434	26,78	7,09	33,87	32,26	1,05
	ago-11	488766,16	121862	610628,16	634554	1855810	26,34	6,57	32,90	34,19	0,96
	sep-11	402591,76	121862	524453,76	504576,77	1553484	25,92	7,84	33,76	32,48	1,04
	oct-11	529059,26	121862	650921,26	627950,47	1929793	27,42	6,31	33,73	32,54	1,04
	nov-11	511112,08	121862	632974,08	529995,83	1795944	28,46	6,79	35,24	29,51	1,19
	dic-11	496304,08	121862	618166,08	663197,13	1899529	26,13	6,42	32,54	34,91	0,93
AÑO 2012	ene-12	512814,88	121862	634676,88	500761,83	1770116	28,97	6,88	35,86	28,29	1,27
	feb-12	509915,92	121862	631777,92	571877,1	1835433	27,78	6,64	34,42	31,16	1,10
	mar-12	552986,08	121862	674848,08	630324	1980020	27,93	6,15	34,08	31,83	1,07
	abr-12	484115,92	121862	605977,92	680882,67	1892839	25,58	6,44	32,01	35,97	0,89
	may-12	480617,44	121862	602479,44	688108,23	1893067	25,39	6,44	31,83	36,35	0,88
	jun-12	539168,56	121862	661030,56	452235,47	1774297	30,39	6,87	37,26	25,49	1,46
	jul-12	530138,00	121862	652000,00	622207	1926207	27,52	6,33	33,85	32,30	1,05
	ago-12	578754,64	121862	700616,64	548158,23	1949392	29,69	6,25	35,94	28,12	1,28
	sep-12	523288,72	121862	645150,72	532432	1822733	28,71	6,69	35,39	29,21	1,21
	PROMEDIOS	431694,41	121862,00	553556,41	645272,69	1752385,52	24,51	7,06	31,58	36,85	0,88

ANEXO A8.

DIA TÍPICO

HORA DEL DIA	TEMPERATURA	HUMEDAD RELATIVA
NÚMERO	°C	%
1	26,5	88%
2	26,5	88%
3	26,5	88%
4	26,5	94%
5	26,5	94%
6	26,5	94%
7	27,5	91%
8	29	85%
9	31,5	70%
10	32,5	65%
11	33	61%
12	34,8	58%
13	33	60%
14	33	60%
15	32	62%
16	32	65%
17	30	70%
18	29	75%
19	27	81%
20	27	84%
21	27	84%
22	27	83%
23	27	82%
24	27	82%

